

Entwicklung einer elektromagnetisch angetriebenen Dosierpumpe der „Zentifluidtechnik“

Dissertation
zur
Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

der Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik
der Universität Rostock

vorgelegt von

Stefan Barten, geb. am 18. März 1980 in Rostock
aus Lübeck

Lübeck, 17.01.2010

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. K.-H. Hirschmann

Prof. Dr.-Ing. H. Seitz

Dr.-Ing. Th. Weisener

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. K.-H. Hirschmann, Universität Rostock, Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik, Lehrstuhl für Getriebe-/Antriebstechnik

Prof. Dr.-Ing. H. Seitz Universität Rostock, Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik, Lehrstuhl für Fluidtechnik/Mikrofluidtechnik

Dr.-Ing. Th. Weisener HNP Mikrosystem GmbH

Verteidigungsdatum: 25.11.2009

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Geschäftsführer der Inno-Regio Nukleus sowie während der Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl Getriebe-/Antriebstechnik der Universität Rostock, Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. K.-H. Hirschmann, der es mir ermöglicht hat, die bereits während meiner Studienzeit begonnene Entwicklungsarbeit an einer elektromagnetisch betriebenen Dosierpumpe für Stand- und Zuheisanlagen fortzusetzen und diese vorliegende Arbeit zusammenzustellen. Ohne seinen Rat und seine wohlwollende Unterstützung wäre die Entwicklung der Dosierpumpe nicht so weit fortgeschritten.

In gleicher Weise danke ich auch Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Seitz und Herrn Dr.-Ing. Th. Weisener für die Übernahme der Begutachtung dieser Arbeit.

Bei meinen beiden Kommilitonen, Herrn R. Gutzmer und Herrn Ch. Müller, bedanke ich mich für die Mitarbeit bei der ersten Konzepterstellung und konstruktiven Umsetzung. Darüber hinaus gilt mein besonderer Dank Herrn A. Sommerfeld. Durch seine konstruktiven Hinweise, seine Diskussionsbereitschaft und Motivation ist es gelungen, in zahlreichen Iterationen eine innovative Dosierpumpe im Bereich der „Zentifluidtechnik“ zu entwickeln. Den Studenten, die an der Entwicklung der Dosierpumpe beteiligt waren, gilt genauso mein Dank, wie den mechanischen Werkstätten der Lehrstühle Getriebe-/Antriebstechnik sowie Werkstofftechnik der Universität Rostock, Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik, ohne deren Mitwirkung die verschiedenen Varianten nicht entstanden wären.

Neben meinen Kollegen möchte ich mich aber auch bei meinen Eltern Heinz und Claudia Barten und meiner Freundin Ulrike Geitmann für die aufgebrachte Geduld bei der Erstellung dieser Arbeit bedanken.

Inhaltsangabe

Abkürzungen und Formelzeichen	- iii -
1. Einleitung	1
1.1 Zielsetzung und Vorgehensweise	2
2. Stand der Wissenschaft und Technik	4
2.1 Funktionsprinzipien von Pumpen	4
2.2 Einordnung der „Zentifluidtechnik“	4
2.3 Förderprinzipien in der „Zentifluidtechnik“	7
2.4 Ventilvarianten in der „Zentifluidtechnik“	9
2.5 Anwendung bei Stand- und Zuheizgeräten	11
3. Anforderungen an die Dosierpumpe	14
3.1 Lastenheft Dosierpumpe	14
3.2 Pflichtenheft Dosierpumpe	14
4. Konzept Dosierpumpe	20
4.1 Auswahl eines geeigneten Pumpenprinzips	20
4.2 Theoretische Betrachtung der Kolbenpumpe	23
4.2.1 Volumenstrom	23
4.2.2 Pulsationsdämpfung	25
4.2.3 Druckerzeugung einer Kolbenpumpe	26
4.3 Vergleich mit bekannten Lösungen	27
5. Auslegung Dosierpumpe	29
5.1 Thermodynamik des Ansaugprozesses	30
5.2 Simulation des hydraulischen Systems	32
5.2.1 Ventile	33
5.2.2 Kolbenabdichtung	37
5.3 Simulation des elektromagnetischen Systems	40
5.3.1 Elektrischer Kreis	40
5.3.2 Magnetischer Kreis	41
5.4 Simulation des mechanischen Systems	47
5.5 Gesamtsystem	52
6. Fertigungsverfahren	56
6.1 Mikrobearbeitungszentrum	56
6.2 Mikrolaserbearbeitung	57
6.3 Ultraschallgleitspanen	60

7.	Entwicklungsprozess	63
7.1	Funktionsweise DP40	63
7.2	Funktionsweise Variante 1	67
7.3	Funktionsweise Variante 2	71
7.4	Funktionsweise Variante 3	73
7.5	Ansteuerung	75
8.	Versuchstechnik	77
8.1	Geschwindigkeitsmessung	77
8.2	Komponentenprüfstand	79
8.3	Oberflächenmessung	81
8.4	Messwerterfassung und Messfehler	82
9.	Vergleich der Pumpen	85
9.1	Variante 1	85
9.1.1	Geschwindigkeitsprofil Variante 1	85
9.1.2	Hydraulisches Kennfeld Variante 1	86
9.1.3	Diskussion der Ergebnisse Variante 1	91
9.2	Variante 3	91
9.2.1	Geschwindigkeitsprofil Variante 3	91
9.2.2	Hydraulisches Kennfeld Variante 3	93
9.2.3	Lebensdaueruntersuchung Plattenventile	96
9.2.4	Diskussion der Ergebnisse Variante 3	98
9.3	DP40	98
9.3.1	Geschwindigkeitsprofil DP40	98
9.3.2	Hydraulisches Kennfeld DP40	99
9.3.3	Diskussion der Ergebnisse DP40	103
10.	Zusammenfassung und Ausblick	104
11.	Summary	106
12.	Quellen	107
12.1	Literaturverzeichnis	107
12.2	Firmen	111
13.	Abbildungs- und Tabellenverzeichnis	113
13.1	Abbildungsverzeichnis	113
13.2	Tabellenverzeichnis	115

Abkürzungen und Formelzeichen

Im folgenden Textverlauf werden Zitate aus der Literatur wie folgt gekennzeichnet [Autor Erscheinungsjahr]. Zusätzlich werden die in dieser Arbeit aufgezählten Firmeneigenen mit /Nummer/ benannt. Sofern nicht an einem Ort explizit bezeichnet, werden in dieser Arbeit die folgenden Abkürzungen und Formelzeichen verwendet:

Formelzeichen

a_{ss}	[m/s ²]	Beschleunigung des Mediums in der Saugleitung
A	[m ²]	Fläche
A_K, A_{K1}, A_{K2}	[m ²]	Kolbenflächen
A_{Kugel}	[m ²]	Körperquerschnitt Kugel
A_{Spule}	[m ²]	Spulenfläche
B	[T]	Magnetische Flussdichte
b	[m]	Spaltbreite
c	[N/m]	Federsteifigkeit
c_{DF}, c_{KV}	[N/m]	Federsteifigkeit zylindrische Schraubendruckfeder
c_{KF}	[-]	Widerstandsbeiwert
c^0	[kJ/kgK]	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
c_{SS}^p	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeit in der Saugleitung
c_v	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeit im Ventilöffnungsquerschnitt
c_v^∞	[kJ/kgK]	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen
d	[Nm/s]	Dämpfung
d_a	[m]	Außendurchmesser Tellerfeder
d_{Draht}	[m]	Drahtdurchmesser Kegeldruckfeder
d_{ein}	[m]	Einströmöffnung Stufenkolben
d_K, d_{K1}, d_{K2}	[m]	Kolbendurchmesser
d_{Rohr}	[m]	Rohrdurchmesser
E	[N/m ²]	Elastizitätsmodul
E_{Durchf}	[%]	Gesamtfehler Durchflusssensor
f_{0EV}	[1/s]	Eigenfrequenz Einlassventil
f_{0KV}	[1/s]	Eigenfrequenz Kolbenventil
f_K	[1/s]	Hubfrequenz des Kolbens
f_D	[1/s]	Dopplerfrequenz
F	[N]	Kraft
F_{DF}	[N]	Federkraft zylindrische Schraubendruckfeder
F_m	[N]	Massenbeschleunigungskraft
F_{mag}	[N]	Magnetkraft
F_N	[N]	Normalkraft
F_R	[N]	Reibkräfte
F_{TF}	[N]	Kraft Tellerfeder
F_S	[N]	Strömungskräfte
F_{vorsp}	[N]	Federvorspannungskraft
F_w	[N]	Widerstandskraft
F_{WEV}	[N]	Widerstandskraft Einlassventil
F_{WKV}	[N]	Widerstandskraft Kolbenventil
g	[m/s ²]	Erdbeschleunigung
G	[N/m ²]	Schubmodul
h_{DS}	[m]	Höhendifferenz auf der Druckseite
h_{K1}, h_{K2}	[m]	Spalthöhe zwischen Kolben und Kolbenführung
h_L	[m]	Höhe Tellerfeder
h_{SS1}	[m]	Höhendifferenz auf der Saugseite, Einbaulage 1

h_{SS2}	[m]	Höhendifferenz auf der Saugseite, Einbaulage 2
h_t	[m]	Materialstärke Tellerfeder
H	[A/m]	Magnetische Feldstärke
I	[A]	Elektrischer Strom
J_s	[A/m]	Stromdichte
l_{DS}	[m]	Leitungslänge auf der Druckseite
l_{SS}	[m]	Leitungslänge auf der Saugseite
L	[H]	Induktivität
L_{Spalt}	[m]	Spaltlänge
m_{Kugel}	[kg]	Kugelmasse
\dot{m}	[kg/h]	Gemessener Massestrom Durchflusssensor
m_{KF}	[kg]	Masse zylindrische Schraubendruckfeder
m_K	[kg]	Kolbenmasse
n	[-]	Wicklungen Spule
n_{Feder}	[-]	Wicklungen Kegeldruckfeder
N	[-]	Anzahl Lastspiele
p, p_1, p_2, p_3	[N/s ²]	Druck
p_{DS}	[N/s ²]	Druck Druckseite
p_{EV}	[N/s ²]	Druckverlust Einlassventil
p_{KV}	[N/s ²]	Druckverlust Kolbenventil
p_{SS}	[N/s ²]	Druck Saugseite
p_{Tank1}	[N/s ²]	Tankdruck, Einbaulage 1
p_{Tank2}	[N/s ²]	Tankdruck, Einbaulage 2
p_v	[N/s ²]	Druckverlust
Q	[m ³ /s]	Volumenstrom
Q_{aus}	[m ³ /s]	Ausströmender Volumenstrom
Q_{ein}	[m ³ /s]	Einströmender Volumenstrom
Q_L	[m ³ /s]	Leckvolumenstrom
Q_m	[m ³ /s]	Mittlerer Volumenstrom
Q_{theo}	[m ³ /s]	Theoretischer Volumenstrom
r_1, r_2	[m]	Radius Kegeldruckfeder
R	[Ω]	Elektrischer Widerstand
R_{me}	[-]	Widerstand im Eisen
R_{mL}	[-]	Widerstand in der Luft
s	[m]	Federweg
s_K	[m]	Kolbenhub
t	[s]	Zeit
t_{LD}	[s]	Lebensdauerzeit
t_{um}	[s]	Umschaltzeit
T, T_1	[°C]	Temperatur
T_{OS}	[°C]	Obere Schalttemperatur
T_{US}	[°C]	Untere Schalttemperatur
U	[V]	Elektrische Spannung
U_{high}	[V]	PWM-Spannung
U_{eff}	[V]	Effektive PWM-Spannung
v_{ein}	[m/s]	Einströmgeschwindigkeit Stufenkolben
v_K	[m/s]	Kolbengeschwindigkeit
V, V_1, V_2, V_3	[m ³]	Volumen
V_K	[m ³]	Hubvolumen des Kolbens
v_m	[m/s]	Mittlere Kolbengeschwindigkeit
V_{theo}	[m ³]	Theoretisches Hubvolumen
V_{tot}	[m ³]	Totvolumen
Z_{DurchF}	[kg/h]	Nullpunktfehler Durchflusssensor

Griechische Buchstaben

χ	[-]	Isentropenexponent
δ	[-]	Durchmesser Verhältnis
$\varepsilon_0, \varepsilon_{0D}, \varepsilon_{0S}$	[-]	Verhältnis Totvolumen Fördervolumen
ϕ	[Wb]	Magnetischer Fluss
η	[Pas]	Dynamische Viskosität
η_V	[-]	Volumetrischer Wirkungsgrad
φ	[°]	Kurbelwinkel
λ	[-]	Rohrreibungszahl
λ_D	[m]	Wellenlänge LDV
μ	[-]	Querkontraktionszahl
μ_R	[-]	Reibbeiwert
μ_0	[Vs/Am]	Magnetische Feldkonstante
μ_r	[-]	Permeabilitätszahl
ν, ν_1	[Pas]	Kinematische Viskosität
Θ	[A]	Magnetische Durchflutung
ρ	[kg/m ³]	Dichte
τ	[s]	Zeitkonstante
ζ, ζ_{Ventil}	[-]	Widerstandsbeiwert, Widerstandsbeiwert Ventil

Lateinische Buchstaben

C	[-]	Integrationskonstante
i	[-]	Laufindex
k	[-]	Summenanzahl
K	[-]	Korrekturfaktor
K_1	[-]	Geometrische Konstante
M	[-]	Ölkonstante
T_{max}	[-]	Maxwellscher Spannungstensor
x	[-]	Variable im Koordinatensystem
y	[-]	Variable im Koordinatensystem
z	[-]	Variable im Koordinatensystem

Abkürzungen

CAD	Computer Aided Design
CNC	Computerized Numerical Control
DIN	Deutsches Institut für Normung e.V.
DXF	Drawing Interchange Format
EN	Europäische Norm
IGES	Initial Graphics Exchange Specification
LDV	Laser-Doppler-Vibrometrie
NBR	Acrylnitril-Butadien-Kautschuk
Nd:YVO ₄	Neodym-dotiertes Yttrium-Vanadium-Oxid
OT	Oberer Totpunkt
Pkw	Personenkraftwagen
PME	Pflanzenölmethylester
PTFE	Poly-Tetra-Fluor-Ethylen
PWM	Pulsweitenmoduliert
SU 8	Handelsname Epoxidharz
TT C	Thermo Top Comfort
TT V	Thermo Top Venturi
UT	Unterer Totpunkt

1. Einleitung

Ein gesteigertes Komfortbedürfnis der Kunden und die geringen Wärmeverluste bei Verbrennungsmotoren sind Gründe, warum im steigenden Maße Stand- und Zuheizgeräte in Straßenfahrzeugen eingesetzt werden. Die Standheizgeräte dienen in der Regel zur Erwärmung des Fahrzeuginnenraums sowie des Fahrzeugmotors vor Fahrtantritt. Durch das Vorwärmen des Motors wird ein verschleißbehafteter Kaltstart, speziell bei niedrigen Außentemperaturen, vermieden.

Zuheizgeräte dienen allein zur Erhöhung der Fahrzeuginnenraumtemperatur während der Fahrt und werden vorwiegend bei Fahrzeugen mit modernen Dieselmotoren eingesetzt. Diese Fahrzeuge haben aufgrund ihres hohen Wirkungsgrades im Vergleich zu Modellen mit älteren Motoren nicht genügend thermische Verluste, um auch bei niedrigen Außentemperaturen den Fahrzeuginnenraum ausreichend zu beheizen.

Die Heizgeräte liegen in einem Leistungsbereich zwischen 2 kW und 35 kW, wobei für Pkws in der Regel eine Heizleistung von 5,2 kW ausreicht. Entsprechend dem Bedarf setzt der Marktführer /26/ pro Jahr ca. über 1 Million Einheiten ab. Die meisten am Markt angebotenen Stand- und Zuheizgeräte erzeugen die Wärme durch das Verbrennen von Kraftstoff. Als Alternative erzeugen die Heizgeräte der Firma /25/ die Heizwärme durch die Umwandlung von elektrischer in thermische Energie.

Die Stand- und Zuheizgeräte gehören zum Fahrzeuggesamtsystem und sind damit an dessen Luftschadstoffemission beteiligt, womit die Menge der Teilemission reglementiert ist. Aus diesem Grunde wird von den Herstellern an Lösungen zur Senkung der Luftschadstoffemission gearbeitet. Beide Systeme - Stand- und Zuheizgeräte - werden durch eine Dosierpumpe mit dem zur Verbrennung notwendigen Kraftstoff versorgt. Neben dem Fördern des Kraftstoffes übernimmt die Pumpe auch das Dosieren des Kraftstoffes sowie das Absperren der Kraftstoffleitung vom Stand- bzw. Zuheizgerät zum Fahrzeugtank hin. Um die Verbrennung des Kraftstoffes zu verbessern und somit die Luftschadstoffemission zu senken, wird von den Herstellern der Stand- und Zuheizgeräte unter anderem an neuartigen Konzepten für Dosierpumpen gearbeitet, die einen variablen und pulsationsarmen Volumenstrom erzeugen.

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Entwicklung und Erprobung einer neuartigen Dosierpumpe für Stand- und Zuheizgeräte. Die Forschungsarbeiten wurden im Rahmen einer Kooperation zwischen der Firma /26/ und der Universität Rostock, Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik, Lehrstuhl Getriebe-/Antriebstechnik, durchgeführt. Die Dosierpumpe gehört zur neu definierten „Zentifluidtechnik“ [Barten 2007], die zwischen der Mikro- und Makrofluidtechnik angesiedelt ist.

1.1 Zielsetzung und Vorgehensweise

Die Ziele der Arbeit sind in einem Pflichtenheft festgehalten, das in enger Kooperation mit dem Standheizungshersteller /26/ für die Dosierpumpe definiert wurde. Erste konzeptionelle Überlegungen hinsichtlich Volumenstromerzeugung und Pumpenbauart führen zu einer Reihe von Varianten. Durch die Vorgabe der Zielkosten wird die mögliche Zahl der Varianten stark eingeschränkt.

Zu Beginn der Umsetzung werden erste Funktionsmuster und parallel dazu ein Prüffeld für Komponenten der „Zentifluidtechnik“ entwickelt und aufgebaut. Für die Arbeiten wird die neue Entwicklungsplattform genutzt, die ein umfassendes Werkzeug zur Konstruktion, Simulation, Fertigung und Qualifizierung von „zentifluidischen“ Aktoren für die Verfahrenstechnik, den Automobilbereich und die Biomedizinische Technik darstellt. In mehreren Iterationsschritten werden die Prototypen in ein funktionsfähiges Produkt umgesetzt. Die erarbeiteten Entwicklungsmethoden lassen sich auch bei anderen Produkten und Komponenten der „Zentifluidtechnik“ anwenden. Abschließend wird die neu entwickelte Dosierpumpe mit der bisher eingesetzten Pumpe verglichen und das Ergebnis bewertet.

Das Vorgehen im Rahmen dieser Arbeit ist wie folgt:

In **Kapitel 2** wird der Stand der Technik im Bereich des Förderns und des Dosierens von Flüssigkeiten dargestellt. Dabei werden die besonderen Anforderungen im Bereich der „Zentifluidtechnik“ herausgearbeitet. In **Kapitel 3** wird die Funktion eines Standheizgerätes, als Grundlage für das Pflichtenheft der Dosierpumpe, näher beschrieben. Aus den Anforderungen an das Standheizgerät werden die Anforderungen an die Dosierpumpe abgeleitet.

In **Kapitel 4** erfolgt die Auswahl eines geeigneten Pumpenprinzips. Hierzu werden die verschiedenen Prinzipien unter Verwendung des Pflichtenheftes aus Kapitel 3 systematisch untersucht. Eine Hubkolbenpumpe bietet die meisten Vorteile. Die nachteilige starke Volumenstrompulsation im Vergleich zu Umlaufverdrängern wird durch ihre hohe Dosiergenauigkeit mehr als kompensiert. Zusätzlich haben Hubkolbenpumpen einen vergleichsweise guten volumetrischen Wirkungsgrad und sind kostengünstig zu fertigen.

In **Kapitel 5** wird ein mathematisches Modell der in Kapitel 4 beschriebenen Dosierpumpen entwickelt. Dazu werden das mechanische, das hydraulische und das elektrische System sowie das Gesamtsystem Dosierpumpe modelliert. Für die Berechnung der in der Dosierpumpe stattfindenden Prozesse und Abläufe werden unterschiedliche mathematische Ansätze verwendet.

In **Kapitel 6** werden die eingesetzten Fertigungsverfahren näher beschrieben. Aufgrund der Baugröße der verwendeten Komponenten müssen Fertigungsverfahren aus der Mikrofluidik sowie aus der Makrofluidik eingesetzt werden.

In **Kapitel 7** wird der Entwicklungsprozess und in **Kapitel 8** die verwendete Messtechnik dargestellt. Der an der Universität Rostock konzipierte und aufgebaute Komponentenprüfstand wird vorgestellt.

Unter anderem können mit diesem Komponentenprüfstand die Umgebungstemperaturen für Dosierpumpen beim Einsatz in Stand- und Zuheizanlagen nachgebildet und die Kennwerte der Dosierpumpe mittels der Messtechnik erfasst werden.

In **Kapitel 9** werden die Messergebnisse, wie die Kolbengeschwindigkeit, der Volumenstrom, der Druck und die elektrische Leistungsaufnahme, bei verschiedenen Fördermedien und Temperaturen dargestellt und diskutiert. In einer abschließenden Bewertung werden die in Kapitel 7 vorgestellten Dosierpumpen verglichen.

In **Kapitel 10** werden die Ergebnisse der Arbeit zusammengefasst und Hinweise für zukünftige Forschungsarbeiten gegeben.

2. Stand der Wissenschaft und Technik

Zu Beginn des Kapitels 2 wird die „Zentifluidtechnik“ an Hand der Merkmale Baugröße und Leistungsaufnahme in die Fluidtechnik eingeordnet. Die spezifischen Fragestellungen der „Zentifluidtechnik“ werden angesprochen. Da der Begriff „Zentifluidtechnik“ ein bisher noch nicht genormter Begriff ist, wird er im Text apostrophiert dargestellt.

2.1 Funktionsprinzipien von Pumpen

Zur Förderung von Flüssigkeiten werden in [Paland 2002], [Bauer 1999] und [Ebertshäuser 1995] hydrostatische und hydrodynamische Pumpen vorgestellt. Wegen des abgeschlossenen Fördervolumens in hydrostatischen Maschinen werden zur Förderung und Dosierung von Flüssigkeiten in der Hydraulik vorwiegend hydrostatisch arbeitende Verdrängermaschinen in Form von hydraulischen Pumpen eingesetzt. Bei einer Pumpe wird die Energie des Antriebes in hydraulische Energie umgewandelt.

Prinzipiell erfolgt die Förderung in einer hydrostatischen Pumpe durch einen axial bewegten Kolben oder einen rotatorisch bewegten Verdränger, die dementsprechend als Hubkolbenverdränger bzw. Umlaufverdränger bezeichnet werden. Zur Förderung von kleinen Flüssigkeitsmengen werden u.a. Zahnradmaschinen oder Schraubenspindelpumpen, die zu den Umlaufverdrängern zählen, sowie Kolben- bzw. Membranpumpen, die zu den Hubkolbenverdrängern gehören, verwendet.

2.2 Einordnung der „Zentifluidtechnik“

Zwischen der Mikro- und Makrofluidtechnik gibt es eine Lücke, die zwar industriell, nicht aber in der Forschung besetzt ist. Die Mikrofluidtechnik einerseits ist ein Teilgebiet der Mikrosystemtechnik [Nguyen 2004], das sich mit dem Entwurf, der Herstellung und der Anwendung von Mikrofluidsystemen, vorwiegend aus Nichteisenwerkstoffen, befasst, in denen unterschiedlichste Fluide in Kanälen von 1 μm bis zu 1000 μm , mit Drücken von wenigen mbar bis zu einigen bar und Volumenströme zwischen 1 $\mu\text{l/min}$ und 100 ml/min , bewegt werden. Andererseits hat die Makrofluidtechnik ihren untersten Leistungsbereich in der Mikrohydraulik [Ebertshäuser 1995], bei der es um Nennweiten von Rohren bis zu 3 mm und Volumenströme bis 20 l/min sowie Drücke bis zu 300 bar geht. In der Hydraulik werden Flüssigkeiten verwendet, die so abgestimmt sind, dass sie mit den gängigen Stahl- und Buntmetalllegierungen verträglich sind. In der Lücke zwischen beiden ist die „Zentifluidtechnik“ angesiedelt.

Der Begriff „Zentifluidtechnik“ orientiert sich an den äußeren Abmessungen und Volumenströmen, die typisch im Zentimeterbereich bzw. im cm^3/min -Bereich liegen. Das Leistungsniveau der Komponenten liegt zwischen 1 W und 100 W. In Abbildung 2.1 ist die leistungsmäßige Einordnung der „Zentifluidtechnik“ zwischen der Mikro- und Makrofluid-

technik schematisch dargestellt. Von der Mikro- und Makrofluidtechnik werden die jeweils am besten passenden Funktions- und Herstellungsprinzipien übernommen und adaptiert. Die Materialien werden entsprechend ihrer Verträglichkeit mit den zu fördernden Flüssigkeiten ausgewählt.

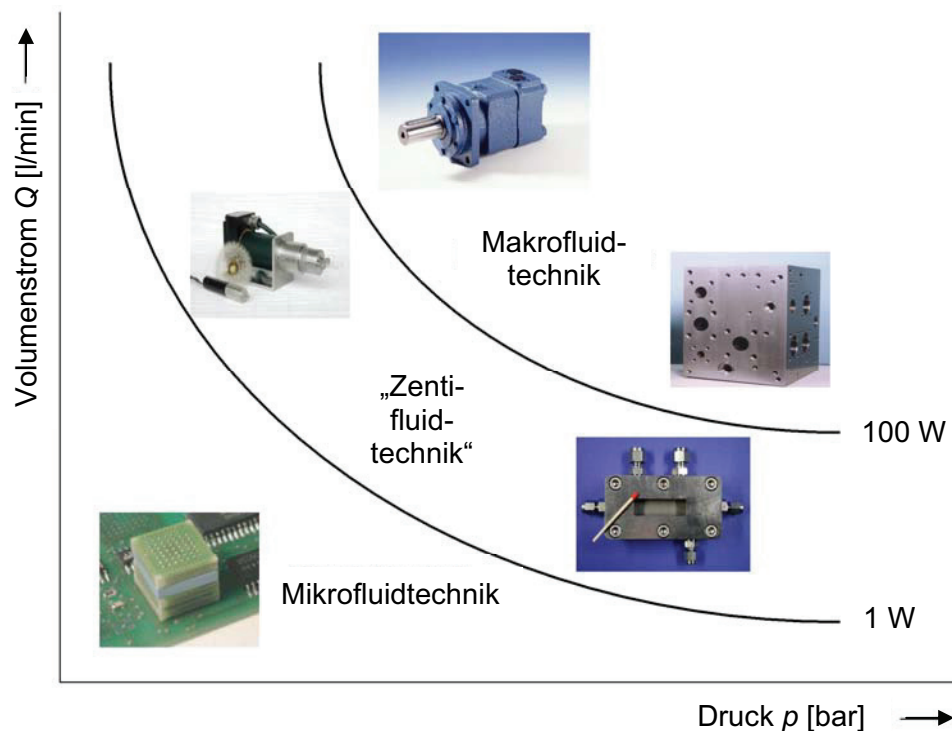


Abbildung 2.1: Einordnung der „Zentifluidtechnik“

Die Mikrofluidtechnik bevorzugt Membranpumpen sowie elektrohydrodynamische oder elektrokinetische Pumpen, die ohne relativ zueinander bewegte Kontaktflächen und abzudichtende Bauteile auskommen. Die Energie wird unmittelbar von piezoelektrischen, elektrostatischen und thermischen Aktoren auf das Fluid übertragen. Prinzipbedingt können damit nur sehr kleine Volumenströme erzeugt werden, die für den Bereich von Stand- und Zuheizanlagen nicht ausreichend sind. Aus diesem Grund können die Funktionsprinzipien „zentifluidischer“ Aktoren nur bedingt aus der Welt der Mikrofluidtechnik heraufskaliert werden. Anders verhält es sich bei den passiven Komponenten, wie z.B. Mischern, deren Funktionsprinzipien sich geometrisch und fertigungstechnisch sehr gut in die „Zentifluidtechnik“ übertragen lassen. Auch die Bearbeitungsverfahren, wie z.B. die Mikrolaserbearbeitung, eignen sich für die „Zentifluidtechnik“.

In der Makrofluidtechnik werden hydrostatische und hydrodynamische Funktionsprinzipien zur Förderung und Dosierung von Flüssigkeiten eingesetzt. Dabei wird die Energie zunächst in mechanische Bewegungen und Kräfte umgewandelt, die über die Verdränger auf das Fluid wirken. Der Antriebsmotor erzeugt entweder eine rotatorische oder eine translatorische Bewegung. Die Verdränger besitzen relativ zueinander bewegte Kontaktflächen, die abzudichten sind. Wenn sich das Problem der Abdichtung der relativ zuein-

ander bewegten Kontaktflächen lösen lässt, eignen sich die Funktionsprinzipien der Makrofluidtechnik gut für das Herunterskalieren in die „Zentifluidtechnik“.

Das ungünstige Verhältnis von Leckvolumen bzw. Totvolumen zum Fördervolumen ist die Hürde, die beim Herunterskalieren von Aktoren aus der Makrofluidtechnik in die „Zentifluidtechnik“ zu nehmen ist. Bei hydrostatischen Pumpen, die sich aufgrund ihres Funktionsprinzips als Dosierpumpe besonders eignen, reduzieren die internen Leckagen die Genauigkeit und den volumetrischen Wirkungsgrad. Dieses lässt sich zwar durch engere Dichtspalte deutlich verbessern, dadurch verschlechtert sich aber der mechanische Wirkungsgrad. In Abbildung 2.2 sind die Förderräume von zwei Hubkolbenverdrängern schematisch dargestellt.

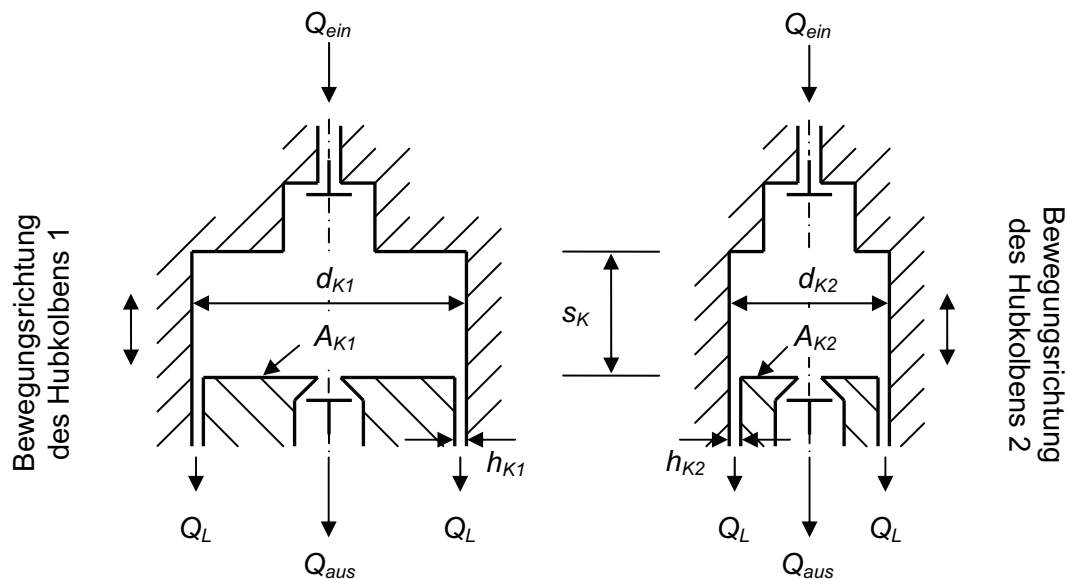


Abbildung 2.2: Vergleich Hubkolbenverdränger

Bei den dargestellten Hubkolbenverdrängern handelt es sich um Axialkolbenpumpen mit unterschiedlichen zylindrischen Kolbenflächen A_{K1} bzw. A_{K2} . Nach [Groth 1996] berechnet sich der volumetrische Wirkungsgrad η_V einer Pumpe nach

$$\eta_V = 1 - \frac{Q_L}{Q_{theo}}. \quad (2.1)$$

Dabei steht Q_{theo} für den theoretischen Fördervolumenstrom, der quadratisch mit kleiner werdendem Durchmesser des Kolbens abnimmt, und Q_L für den Leckvolumenstrom, der abhängig von der Länge des Kreisringspalts zwischen Kolben und Gehäuse ist und linear abnimmt. Verhalten sich z.B. die Kolbendurchmesser d_{K1} und d_{K2} wie 2/1, so verkleinern sich die Kolbenflächen A_{K1} und A_{K2} und damit die Fördervolumen Q_{theo} im Verhältnis von 4/1. Bei gleichen Spalthöhen $h_{K1} = h_{K2}$ verhalten sich die Leckölströme durch den Kreisringspalt wie 2/1. Im Endeffekt verdoppelt sich der Wert des Quotienten Q_L/Q_{theo} . Die Alternative, den Ringspalt zwischen Kolben und Gehäuse dementsprechend zu verkleinern, ist aus fertigungstechnischen Gründen bei den kleinen Kolbendurchmessern nur begrenzt möglich.

Alternativ kann die Abdichtung des Spalts durch elastische Dichtelemente erfolgen. Die für die Dichtringe notwendige Vorspannung erzeugt eine Reibkraft, die entgegen der Bewegungsrichtung und somit entgegen der Antriebskraft wirkt. Werden elastische Membranen als Dichtung eingesetzt, müssen die Kräfte für deren Verformung aufgebracht werden. Der Hub ist begrenzt. Da häufig elektrische Antriebe verwendet werden, die aufgrund der kleinen Baugröße geringe Kräfte oder Momente erzeugen, bedeuten die zusätzlichen Kräfte eine starke Reduzierung der Pumpenleistung. Bei den Dichtungen kommt der Verschleiß hinzu.

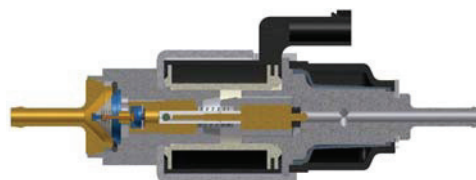
2.3 Förderprinzipien in der „Zentifluidtechnik“

Zum Fördern und Dosieren von Medien werden in der „Zentifluidtechnik“ vorwiegend hydrostatische, seltener hydrodynamische Funktionsprinzipien verwendet. Nach [Küttner 1984] ist das Kennzeichen von hydrostatischen Förderprinzipien ein veränderlicher Arbeitsraum, der mit einem Medium von wechselndem Druck gefüllt ist. Dabei erfolgt die Energieübertragung durch Raumänderung. Bei hydrodynamisch arbeitenden Pumpen bilden der beschaufelte Rotor und das Pumpengehäuse keinen abgeschlossenen Arbeitsraum, weshalb keine durch die Pumpengeometrie definierte Dosierung des Mediums möglich ist.

Nach [Küttner 1984] bewirkt in einer hydrostatisch arbeitenden Maschine ein bewegter Kolben oder Verdränger den Ladungswechsel – das Ansaugen und das Ausschieben – in kontinuierlicher Folge. Die hydrostatisch arbeitenden Maschinen werden nach dem Arbeitsverfahren und der Bewegungsart von Verdränger und Medium unterteilt. Es wird zwischen oszillierenden, rotierenden und elastischen Verdrängern unterschieden.

Bei den oszillierenden Verdrängern wird das Medium durch die wechselweise Vergrößerung und Verkleinerung des Arbeitsraums durch die lineare Bewegung des Kolbens gefördert. Für die Steuerung des Volumenstroms sind Ventile am Ein- und Auslass des Kolbenverdrängers notwendig. Zum Antrieb des Hubkolbens werden z.B. Elektromotoren eingesetzt, deren Drehbewegung mit Hilfe eines Kurbeltriebs in eine hin- und hergehende Bewegung umgewandelt wird. Aufgrund der geringeren Baugröße werden in der „Zentifluidtechnik“ die Hubkolben vorwiegend direkt elektromagnetisch angetrieben.

In der Abbildung 2.3 ist die DP40 der Firma /23/ dargestellt, die derzeit als Dosierpumpe für Stand- bzw. Zuheizgeräte bei der Firma /26/ eingesetzt wird. Der dargestellte Hubkolbenverdränger für Stand-



und Zuheizgeräte erzeugt Volumenströme **Abbildung 2.3:** Hubkolbenverdränger DP40 von 1 ml/min bis 22 ml/min in einem Temperaturbereich zwischen -40 °C und 20 °C. Die

DP40 arbeitet mit einer Förderfrequenz von ca. 5 Hz. Zur Förderung des Mediums wird ein einfach wirkender Kolben, der elektromagnetisch angetrieben wird, eingesetzt. Die Trennung von Saug- und Druckraum erfolgt über zwei federbelastete druckgesteuerte Sitzventile. Um die Volumenstromsteuerung unabhängig von der Temperatur zu machen, erfolgt bei der DP40 die Dosierung des Hubvolumens über eine Schlitzsteuerung.

Muss der Antrieb hermetisch dicht vom Arbeitsraum abgetrennt sein, wird der Kolben als elastische Membran ausgeführt. Die Membranen aus einem Elastomer oder einem Metall werden mechanisch bzw. hydraulisch verformt. Durch die Trennung von Arbeitsraum und Antrieb ist eine hohe chemische Beständigkeit der Pumpen gewährleistet. Infolge der Bewegung der Membran vergrößert und verkleinert sich das Volumen des Arbeitsraums. Die Steuerung erfolgt mittels Ventilen. In der Abbildung 2.4 sind das Prinzip einer Membranpumpe und die Membrandosierpumpe der Firma /10/ dargestellt.

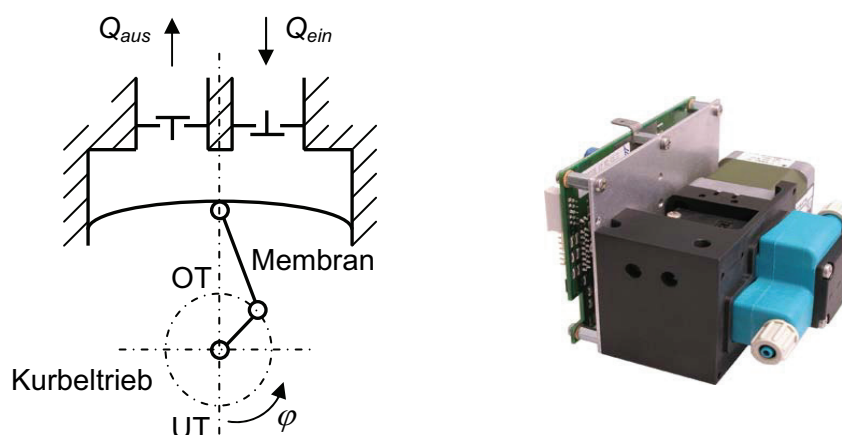


Abbildung 2.4: Membrandosierpumpe FEM 1.08-RC

Während der Abwärtsbewegung vom OT zum UT saugt die Pumpe das zu fördernde Medium durch das Einlassventil an und drückt es von UT nach OT durch das Auslassventil. Als Antrieb wird ein Schrittmotor verwendet. Die dargestellte FEM 1.08-RC kann einen Volumenstrom zwischen 0,03 ml/min und 30 ml/min erzeugen. Gefördert wird bis zu einem Druck von 6 bar, saugseitig werden -0,4 bar erreicht. Als Einsatztemperatur wird ein Bereich von 5 °C bis 40 °C angegeben. Wegen der Ermüdung des Werkstoffes ist die Lebensdauer der Membran bzw. Membranpumpen begrenzt. Die Firma /10/ gibt eine Lebensdauer von 10^8 Lastspielen für die FEM 1.08-RC an.

Pumpen mit rotierendem Verdränger sind u.a. Zahnradpumpen, Zahnringpumpen, Rootspumpen sowie Schrauben- und Flügelzellenpumpen. Durch die Drehung der Zahnräder wird das Fördermedium in der Zahnücke vom Saug- und Druckraum gefördert. Saug- und Druckraum sind durch den Zahneingriff abgedichtet. In der Regel werden die Zahnräder durch Elektro- oder Verbrennungsmotoren angetrieben. Für die Steuerung werden sogenannte Nieren bzw. Steuerkanten benötigt, die in die Seitenwände eingearbeitet sind.

Ein Vertreter der rotierenden Verdränger aus dem Bereich der „Zentifluidtechnik“ ist die in Abbildung 2.5 dargestellte Mikrozahlringpumpe der Firma /15/. Bei dieser Pumpe handelt es sich um eine Zahnringpumpe mit einem außenverzahnten Innenrotor und einem innenverzahnten Außenrotor, die exzentrisch zueinander gelagert sind. Mit der mzm 2905 können Volumenströme im Bereich zwischen 0,003 ml/min und 18 ml/min in einem Druckbereich zwischen 0 bar und 30 bar gefördert und dosiert werden. Der zulässige Temperaturbereich wird zwischen -5 °C und 60 °C, mit Ergänzungsausstattung von -20 °C bis 150 °C, angegeben.

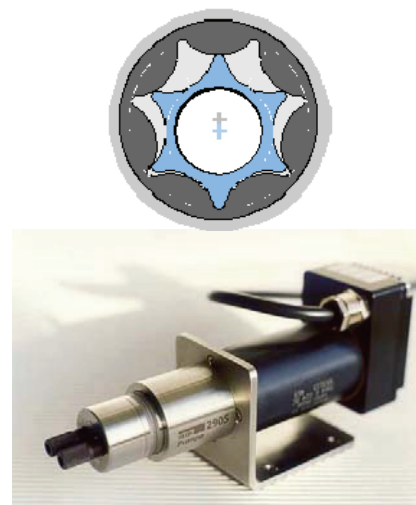


Abbildung 2.5: Mikrozahlringpumpe mzm 2905

Bei Schraubenspindelpumpen wird das Medium in axialer Richtung gefördert. Nach [Ebertshäuser 1995] ist eine Schraubenspindelpumpe eine Verdrängermaschine, bei der zwei oder drei Schraubenspindeln ineinander kämmen, deren Flanken sich gegenseitig abdichten. Durch die Schraubenbewegung wird das Medium nahezu pulsationsfrei gefördert. Die in Abbildung 2.6 abgebildete Schraubenspindelpumpe ist eine Eigenentwicklung der Forschergruppe „Zentifluidtechnik“.

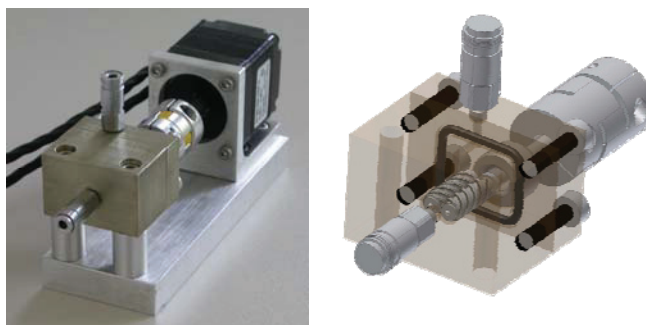


Abbildung 2.6: Schraubenspindelpumpe

2.4 Ventilvarianten in der „Zentifluidtechnik“

In der „Zentifluidtechnik“ werden die gängigen Ventilvarianten aus der Makrofluidtechnik verwendet, wobei es wegen der geringen Baugröße schwierig ist, jede Ventilvariante auch bei geringen Volumenströmen herunterzuskalieren. Die Mikrofluidtechnik bietet für Ventile neuartige Herstellungsverfahren und Materialien, die sich entsprechend der Anforderungen der „Zentifluidtechnik“ anpassen lassen. Die Steuerung des Volumenstromes der Umlaufverdränger erfolgt meist mittels drehwinkelabhängiger Steuerkanten, die unabhängig vom herrschenden Druck sind. So wird z.B. in der mzm 2905 der Firma /15/ der Volumenstrom über Steuerkanten von zwei stirnseitig in die Wandflächen eingearbeiteten Nieren auf der Saug- und Druckseite der Pumpe gesteuert, siehe Abbildung 2.7.

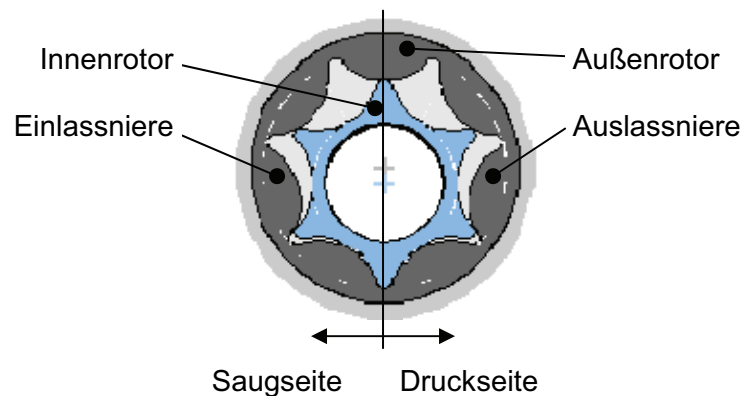


Abbildung 2.7: Förderprinzip Zahnringpumpe mzr 2905

Für die Steuerung des Volumenstroms in den Hubkolbenverdrängern werden in der „Zentifluidtechnik“ vorwiegend druckgesteuerte Ventile eingesetzt. Zum Öffnen dieser Ventile ist eine Druckdifferenz zwischen beiden Seiten des Ventilkörpers notwendig. Kantensteuerungen in Form von Steuerschlitzen werden aus fertigungstechnischen Gründen selten verwendet.

In Abbildung 2.8 ist eine Auswahl der in der „Zentifluidtechnik“ verwendeten druckgesteuerten Ventile dargestellt.

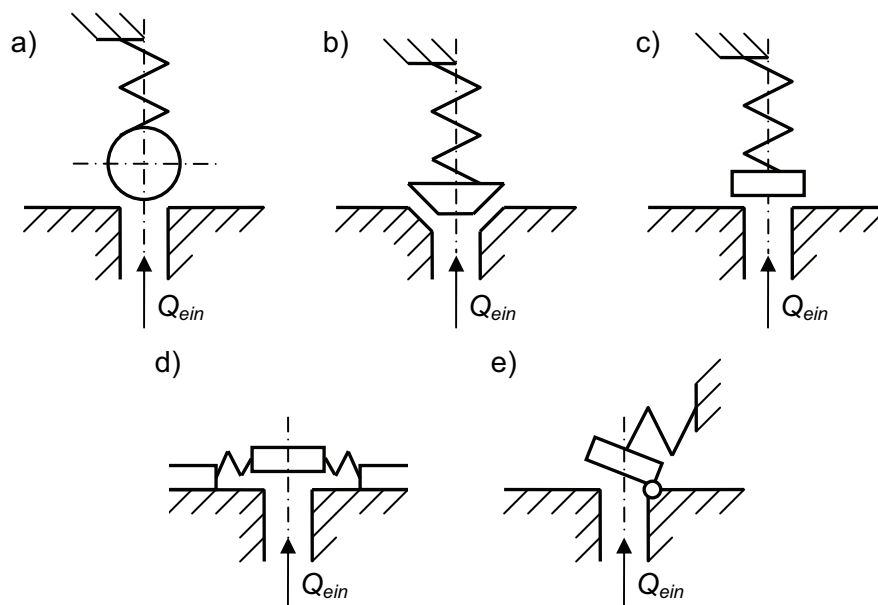


Abbildung 2.8: Ventilvarianten der „Zentifluidtechnik“

Nach [Mayer 1969] handelt es sich bei den abgebildeten Ventilvarianten um „Abheber“, wobei der Drosselkörper den Dichtsitz nur während der Abdichtung berührt. Der Drosselkörper wird in Strömungsrichtung des Mediums bewegt. Im Gegensatz dazu wird bei den „Schiebern“ der Drosselkörper quer zur Strömungsrichtung des Fördermediums bewegt.

Bei der Auslegung der druckgesteuerten Ventile sind in der „Zentifluidtechnik“ die gleichen Grundsätze, wie sie [Nguyen 2004] für die Mikrofluidtechnik definiert hat, zu beachten:

- Minimierung des Öffnungsdrucks durch eine weiche Ventalfeder oder Materialien mit kleinem Elastizitätsmodul,
- Maximierung des Pumpenhubs durch starke Aktuatoren oder eine weiche Pumpenmembran und
- Minimierung des Totvolumens von Ventilen und Pumpen.

Aufgrund der Baugröße werden in der „Zentifluidtechnik“ vorwiegend „Abheber“ verwendet. Die Ventilvarianten a) Kugel- und b) Kegelsitzventil in der Abbildung 2.8 sind nach [Groth 1996] Bauweisen der Makrofluidtechnik und die Ventilvariante c) und d) Plattenventil und e) Klappenventil sind nach [Nguyen 2004] auch in der Mikrofluidtechnik verbreitet.

2.5 Anwendung bei Stand- und Zuheizgeräten

Wie bereits in der Einleitung beschrieben, handelt es sich bei den Stand- und Zuheizgeräten der Firma /26/ um Heizaggregate, welche die thermische Energie zum Beheizen des Fahrzeuginnenraums sowie des Fahrzeugmotors aus der Verbrennung flüssiger Brennstoffe gewinnen. In Abbildung 2.9 a ist ein Modell der Thermo Top Comfort und in Abbildung 2.9 b ein Modell der Thermo Top Venturi der Firma /26/ dargestellt.



Abbildung 2.9 a: TT C



Abbildung 2.9 b: TT V

Die TT C und die TT V werden als Standheizgerät und in einer modifizierten Bauart als Zuheizgerät in der Pkw-Mittel- und -Oberklasse eingesetzt. Für die anderen Einsatzgebiete werden andere Modelle mit entsprechender Leistungscharakteristik angeboten. Die TT C hat ein Gewicht von ca. 3,2 kg und Abmessungen von (Länge x Breit x Höhe) von ca. 214 mm x 106 mm x 168 mm. Die TT V ist um 20 % leichter und um 30 % kleiner als die TT C. Die Heizgeräte haben eine Heizleistung von 5,2 kW.

In Abbildung 2.10 ist ein Schnittbild einer TT V dargestellt. Für die Beheizung des Fahrzeuges ist das Stand- bzw. Zuheizgerät an den Wasserkreislauf des Fahrzeuges angeschlossen und verfügt dementsprechend über einen Wasserein- und -austritt. Zusätzlich ist das Heizgerät über eine Dosierpumpe mit dem Fahrzeugtank verbunden und hat einen separaten Lufteinlass und einen eigenen Auspuff.

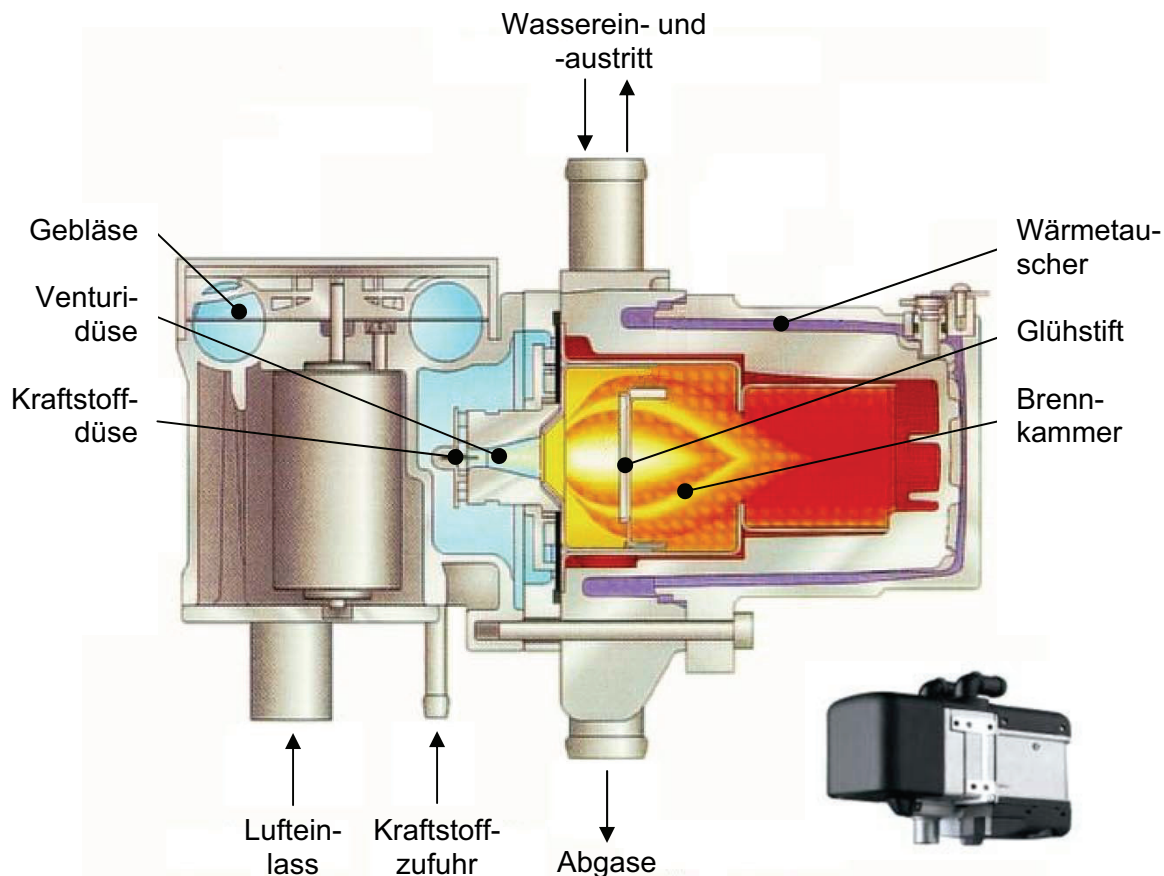


Abbildung 2.10: Schnittdarstellung Standheizgerät TT V

Um die bei der Verbrennung frei werdende thermische Energie in den Wasserkreislauf des Fahrzeuges zu leiten, wird das Kühlwasser über den Wassereintritt durch den Wärmetauscher zum Wasseraustritt geleitet. Der Wärmetauscher umgibt die Brennkammer des Heizgerätes, in der ein Kraftstoff-Luft-Gemisch durch den Glühstift entzündet wird. In der Art der Erzeugung des Kraftstoff-Luft-Gemisches unterscheiden sich die Stand- und Zuheizgeräte der einzelnen Hersteller. Die in Abbildung 2.9 a dargestellte TT C arbeitet nach dem „Verdampferprinzip“, bei dem der Kraftstoff auf ein Metallvlies dosiert aufgebracht wird, wo er aufgrund der vorhandenen Temperatur des Metallvlieses verdampft. Zusammen mit dem durch das Gebläse zugeführten Luftvolumenstrom bildet sich ein zündfähiges Gemisch aus Kraftstoff und Luft, welches am Glühstift entzündet wird. Ein Vorteil des „Verdampferprinzips“ ist die Pufferung des Kraftstoffvolumens im Vlies. Dadurch wirkt sich eine Volumenstrompulsation der Pumpe weniger aus.

Im Gegensatz dazu wird bei der in Abbildung 2.10 dargestellten TT V das Kraftstoff-Luft-Gemisch nach dem „Venturiprinzip“ erzeugt. Das Gebläse erzeugt ebenso wie bei der TT C einen Luftvolumenstrom, der durch eine Venturidüse geleitet wird. Der Kraftstoff wird direkt über die Kraftstoffdüse in den Luftvolumenstrom gefördert. Aufgrund der hohen Strömungsgeschwindigkeit und des sich dadurch einstellenden Unterdruckes in der Venturidüse bildet sich das Kraftstoff-Luft-Gemisch, welches am Glühstift entzündet wird.

Bei der TT V handelt es sich um eine Neuentwicklung der Firma /26/. Das zugrunde liegende „Venturiprinzip“ zeichnet sich durch ein wesentlich besseres Ansprechverhalten als das „Verdampferprinzip“ der TT C aus. Dieses zeigt sich besonders in der Start- und Abschaltphase der Geräte. Die Zeit, bis sich ein brennfähiges Gemisch in der Brennkammer gebildet hat, ist bei der TT V wesentlich kürzer als bei der TT C. Da das Gebläse einen nahezu konstanten Luftvolumenstrom erzeugt, muss der Kraftstoffvolumenstrom in einer ähnlichen Güte konstant über der Zeit sein, da es sonst in bestimmten Betriebspunkten zu einem Abreißen der Flamme in der TT V kommen kann. Das Abreißen führt zu stark verschlechterten Abgaswerten. Eine Volumenstrompulsation der Kraftstoffpumpe wirkt sich nachteilig auf die Funktion des Heizgerätes aus.

Beide Heizgeräte können in einem Teillastmodus und einem Volllastmodus betrieben werden. Beim Start des Heizgerätes muss die gesamte zur Verfügung stehende Leistung des Stand- bzw. Zuheizgerätes bereit stehen; d.h. das Heizgerät wird im Volllastbetrieb betrieben. Wird im Wasserkreislauf des Fahrzeuges die obere Schalttemperatur T_{OS} erreicht, wird das Heizgerät in Teillast geschaltet. Das bedeutet, dass die Hubfrequenz der Dosierpumpe und die Drehzahl des Gebläses verringert werden und somit weniger Kraftstoff und Luft zur Verbrennung zur Verfügung gestellt werden. Erreicht die Wassertemperatur die untere Schalttemperatur T_{US} , die kleiner als die Temperatur T_{OS} ist, wird das Heizgerät wieder auf Volllast geschaltet.

3. Anforderungen an die Dosierpumpe

In Zusammenarbeit mit der Firma /26/ ist, ausgehend von einem Lastenheft, ein entsprechendes Pflichtenheft für die Dosierpumpe entstanden, das in diesem Kapitel dargestellt ist.

3.1 Lastenheft Dosierpumpe

Nach DIN 69905 beschreibt das Lastenheft die vom „Auftraggeber festgelegte Gesamtheit der Forderungen an die Lieferung und Leistungen eines Auftragnehmers innerhalb eines Auftrages“. Im Fall der Dosierpumpe hat die Firma /26/ das Lastenheft in drei verschiedene Anforderungsgebiete gegliedert. Die Pumpe wird als eigenständige technische Einheit im Gesamtsystem Stand- bzw. Zuheizgerät und unter umwelttechnischen Gesichtspunkten betrachtet.

- „Komponente Dosierpumpe“

Im Bereich „Komponente Dosierpumpe“ sind u.a. die konstruktiven Vorgaben wie der Aufbau, die äußeren Abmaße, die Größe und Maschenweite des Brennstoffsieb, die Art der Brennstoffstutzen und elektrische Kontaktierung zusammengefasst. Im Weiteren werden die Förderbedingungen, wie zum Beispiel die Fördermedien und -temperaturen, die Bordnetzspannung, die Feuerbeständigkeit, der maximale Druck und der Berstdruck der Dosierpumpe festgehalten.

- „Gesamtsystem Stand- und Zuheizgerät“

Das „Gesamtsystem Stand- und Zuheizgerät“ befasst sich mit der Wechselwirkung zwischen Dosierpumpe und Heizgerät. Es werden die Akustik, das Brennverhalten, die Blasenbildung durch die Dosierpumpe, die Fördermengenschwankung, die Lebensdauer der Dosierpumpe und die Abgasgrenzwerte des Heizgerätes vorgeschrieben.

- „Umweltverträglichkeit“

Die Punkte im Bereich der „Umweltverträglichkeit“ umfassen Vorgaben hinsichtlich Nullabschluss der Dosierpumpe, einen Thermoschock durch Schwallwasser, Vorgaben hinsichtlich „trockener“ Wärme und Beständigkeit gegen Reagenzien.

Speziell bei den Untersuchungen zur Umweltverträglichkeit ist nachzuweisen, dass kein Kraftstoff beim Betrieb der Dosierpumpe in die Umwelt gelangen kann.

3.2 Pflichtenheft Dosierpumpe

In Abstimmung mit dem Hersteller /26/ wurde für die Konzeptbewertung der Dosierpumpe ein Pflichtenheft aus dem vorgegebenen Lastenheft erarbeitet. Ein Pflichtenheft definiert nach DIN 69905 die „vom Auftragnehmer erarbeiteten Realisierungsvorgaben aufgrund der Umsetzung des vom Auftraggeber vorgegebenen Lastenheftes“. Das erarbei-

3. Anforderung Dosierpumpe

tete Pflichtenheft geht detailliert auf die Anforderungen an die Komponente Dosierpumpe aus dem Lastenheft ein.

In Abbildung 3.1 sind die hydrostatischen Kenngrößen für den Betrieb der Dosierpumpe graphisch dargestellt, d.h. die Saug- und Drucklängen sowie die Saug- und Druckhöhen dargestellt.

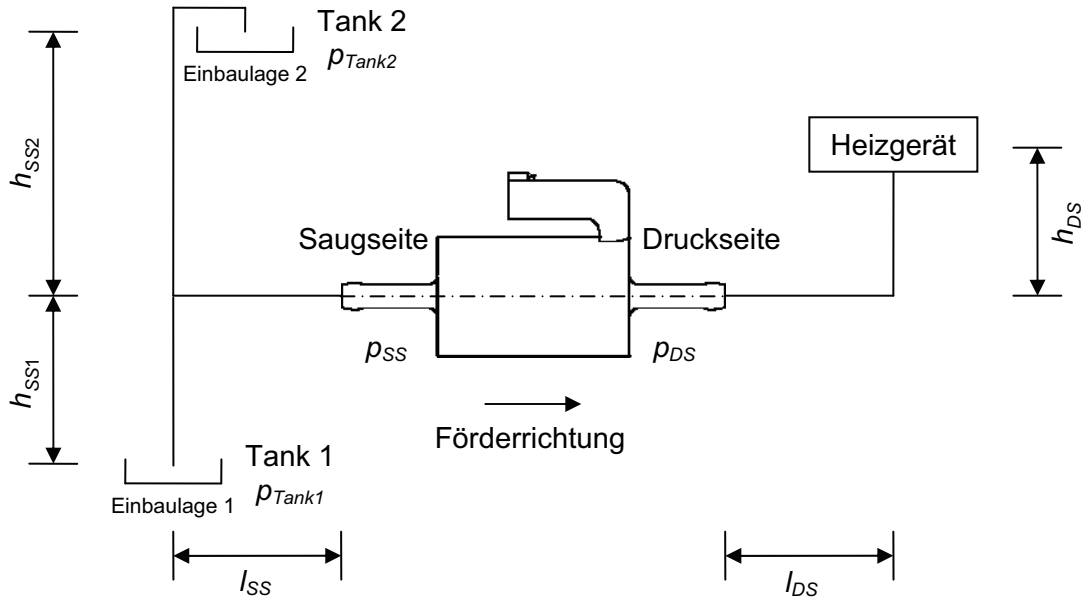


Abbildung 3.1: Randbedingungen Dosierpumpe

Die Dosierpumpe wird zwischen dem Stand- bzw. Zuheizgerät und dem Fahrzeugtank installiert. Somit kann sich ein positiver oder negativer Saugdruck in der Saugleitung einstellen. Für die Einbaulage 1 gilt für den Saugdruck die Bedingung:

$$h_{SS1} \cdot \rho \cdot g < (p_{SS} - p_{Tank1}) - \sum_{i=1}^4 p_{vi} , \quad (3.1)$$

mit

$(p_{SS} - p_{Tank1})$: Druckdifferenz zwischen Dosierpumpe und Fahrzeugtank,

$\sum_{i=1}^4 p_{vi}$: Summe der Druckverluste in der Saugleitung.

Der linke Term der Ungleichung definiert die maximal zulässige Ansaughöhe der Dosierpumpe, unter der Voraussetzung einer idealen inkompressiblen Flüssigkeit, mit konstanter Dichte und Viskosität und einem eindimensionalen, stationären Strömungszustand. Die Summe der Druckverluste in der Saugleitung setzt sich aus Verlusten aus der Geschwindigkeitshöhe in der Saugleitung, Reibungsverlusten, Öffnungs- und Strömungsverlusten im Saugventil und Beschleunigungsverlusten zusammen.

Die Verluste der Geschwindigkeitshöhe in der Saugleitung berechnen sich nach [Groth 1996] wie folgt

$$\Delta p_{v1} = \frac{c_{ss}^2}{2} \cdot \rho, \quad (3.2)$$

wobei c_{ss} die Mediengeschwindigkeit in der Saugleitung und ρ die Dichte des Mediums ist. Der Verlust durch die Reibung des Mediums ergibt sich nach [Groth 1996] zu

$$\Delta p_{v2} = \sum_{i=1}^k \zeta_i \cdot \frac{c_{ss}^2}{2} \cdot \rho. \quad (3.3)$$

Dabei ist der Widerstandsbeiwert ζ bei einer mittleren Strömungsgeschwindigkeit auf die Reynoldszahl der einzelnen Abschnitte k bezogen. Der Widerstandsbeiwert berechnet sich für ein glattes Rohr nach

$$\zeta = \lambda \cdot \frac{(h_{ss1} + l_{ss})}{d_{Rohr}}, \quad (3.4)$$

wobei die Rohrreibungszahl λ eine Funktion der Reynoldszahl ist. Zusätzlich ergeben sich Druckverluste aufgrund von Rohrbiegungen oder Querschnittsveränderungen im Rohr oder den Pumpenanschlüssen.

Die Strömungsverluste hängen von dem Öffnungsverhältnis und der Strömungsgeschwindigkeit c_v im Öffnungsquerschnitt des Ventils ab. Der Druckverlust kann mit

$$\Delta p_{v3} = \zeta_{Ventil} \cdot \frac{c_v^2}{2} \cdot \rho \quad (3.5)$$

berechnet werden. Zur Bestimmung des Druckverlustes, der aufgrund der Beschleunigung der Flüssigkeitssäule im Rohr entsteht, wird die Masse des Fluids herangezogen. Mit dem Zusammenhang

$$F_m = m \cdot a_{ss} = \rho \cdot (h_{ss1} + l_{ss}) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{Rohr}^2 \cdot a_{ss} \quad (3.6)$$

ergibt sich der Druckverlust zu

$$\Delta p_{v4} = \frac{\text{Kraft}}{\text{Fläche}} = \rho \cdot (h_{ss1} + l_{ss}) \cdot a_{ss}. \quad (3.7)$$

Somit ergibt sich der Gesamtdruckverlust p_v in der Saugleitung zu

$$p_v = \frac{c_{ss}^2}{2} \cdot \rho + \sum_{i=1}^k \zeta_i \cdot \frac{c_{ss}^2}{2} \cdot \rho + \zeta_{Ventil} \cdot \frac{c_v^2}{2} \cdot \rho + \rho \cdot (h_{ss1} + l_{ss}) \cdot a_{ss}. \quad (3.8)$$

Vergleichbare Beziehungen können für die Einbaulage 2 aufgestellt werden. Da sich der Fahrzeugtank über der saugseitigen Öffnung befindet, muss abhängig von der Druckhöhe ein geringerer Saugdruck durch die Dosierpumpe erzeugt oder der Überdruck reduziert werden.

Für einen Leitungsquerschnitt von 3,14 mm² und einem Volumenstrom von 630 ml/h ergibt sich eine mittlere Mediengeschwindigkeit von 0,055 m/s für die Saugleitung. Die in Gleichung 3.8 zusammengetragenen Beziehungen beziehen sich alle auf die Mediengeschwindigkeit in der Saugleitung. Es kann davon ausgegangen werden, dass die auftre-

tenden Druckverluste in der Saugleitung im Vergleich zum geodätischen Druck gering sind. Gleiches gilt für die Druckseite.

In Anlehnung an Gleichung 3.1 gilt für die Druckseite der folgende Zusammenhang

$$h_{DS} \cdot \rho \cdot g < p_{DS} - \sum_{i=1}^4 p_{vi} \quad (3.9)$$

Mit den Gleichungen 3.1 und 3.9 können die theoretischen saug- und druckseitigen Drücke ermittelt werden, die im besonderen Maße von der Einbaulage und der Leitungslänge der Dosierpumpe abhängen. Zusätzlich sind im Pflichtenheft Sicherheitsfaktoren bei der Festlegung der von der Dosierpumpe zu erzeugenden Drücke eingearbeitet.

Die Kennwerte sind:

- Drücke

Saugdrücke	-550 hPa ... 3500 hPa
Förderdrücke	0 hPa ... 4500 hPa
max. Druck gegen verschlossene Leitung	8000 hPa
Berstdruck	10000 hPa

Im gesamten Bereich muss die Kraftstofffördermenge gemäß der Toleranz eingehalten werden. Die Überdrücke können dauerhaft bei abgeschalteter Pumpe auftreten.

- Volumenstrom

Für die Verbrennung und Erzeugung der thermischen Energie werden im Volllastbereich ein Volumenstrom von 630 ml/h und im Teillastbereich ein Volumenstrom von 320 ml/h benötigt. Dabei dürfen Schwankungen des mittleren Volumenstroms von max. ± 10 % auftreten.

- Volumenstrompulsation

Bei der Auslegung der Dosierpumpe ist darauf zu achten, dass eine möglichst geringe Volumenstrompulsation bei der Förderung des Mediums auftritt.

- Fördermedien / Medientemperatur

Für die Verbrennung in den Stand- und Zuheizgeräten werden die gängigen fossilen, synthetischen und biologischen Kraftstoffe verwendet. In die Untersuchungen werden Winterdiesel, Arktikdiesel, Benzin und Pflanzenölmethylester einbezogen.

Der Winterdiesel ist nach DIN 590 definiert und wird durch die Destillation von Rohöl als Mitteldestillat gewonnen. Die Hauptbestandteile sind u.a. Alkane, Cycloalkane und aromatische Kohlenwasserstoffe. Durch Zugabe von Additiven kann der Winterdiesel bis zu einer Temperatur von -23 °C verwendet werden. Ohne die Zugabe der Additive beginnt schon bei höheren Temperaturen das Ausflocken von Paraffinen, die die Fließfähigkeit, die Förderung und die Filtergängigkeit stark beeinträchtigen.

Beim Arktikdiesel handelt es sich um eine weitere Sorte von Dieselmotorkraftstoffen. Durch die Zugabe bestimmter Additive kann diese Sorte bis zu Temperaturen von $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ verwendet werden, ohne dass es zur Ausflockung von Paraffin kommt.

Pflanzenölmethylester (im Weiteren mit PME bezeichnet), auch Biodiesel genannt, ist ein Kraftstoff mit ähnlichen physikalischen und chemischen Eigenschaften wie Dieselmotorkraftstoff, der nach DIN EN 14214 definiert ist. Das PME wird jedoch nicht aus Erdöl, sondern aus Pflanzenöl gewonnen. Zur Herstellung wird das Pflanzenöl mit ca. 10 % Methanol gemischt und verschiedene Katalysatoren eingesetzt. Bei Normaldruck und ca. $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ werden die Triglyzeride des Pflanzenöls getrennt und die Fettsäuren dann mit Methanol verestert. Das dabei entstehende Glycerin muss dann vom PME getrennt werden. Durch diese Umesterung hat das Endprodukt eine deutlich niedrigere Viskosität als das unbehandelte Pflanzenöl und kann, ohne den Motor wesentlich anpassen zu müssen, als Ersatz für Dieselmotorkraftstoff verwendet werden.

Die wichtigsten Eigenschaften des Benzin sind in DIN 228 definiert. Benzin ist eine Mischung aus verschiedenen leichten Kohlenwasserstoffen. Die für Benzin benötigten Kohlenwasserstoffe werden durch fraktionierte Destillation und Cracken aus Erdöl gewonnen. Es besteht aus 35 Volumenprozent Aromaten, 18 Volumenprozent Alkenen, 46 Volumenprozent Alkanen, Methyltertbutylether, Additive, 1 Volumenprozent Benzol und 50 ppm Schwefel.

Um die Neuentwicklung mit der bisherigen Dosierpumpe der Firma /23/ vergleichen zu können, werden pro Medium drei Arbeitspunkte mit unterschiedlichen Medientemperaturen definiert.

Winterdiesel	$-22\text{ }^{\circ}\text{C}$	$20\text{ }^{\circ}\text{C}$	$80\text{ }^{\circ}\text{C}$
Arktikdiesel	$-40\text{ }^{\circ}\text{C}$	$-5\text{ }^{\circ}\text{C}$	$20\text{ }^{\circ}\text{C}$
Benzin	$-40\text{ }^{\circ}\text{C}$	$5\text{ }^{\circ}\text{C}$	$60\text{ }^{\circ}\text{C}$
Pflanzenölmethylester	$-22\text{ }^{\circ}\text{C}$	$20\text{ }^{\circ}\text{C}$	$80\text{ }^{\circ}\text{C}$

Damit liegt die kinematische Viskosität in einem Bereich von $0,5 - 60\text{ mm}^2/\text{s}$, folglich Kapitel 5.2.2.

- Elektrische Leistungsaufnahme

Die Ansteuerung der Dosierpumpe erfolgt über ein pulsweitenmoduliertes Spannungssignal (im Weiteren mit PWM bezeichnet), welches durch das Steuergerät des Stand- bzw. Zuheizgeräts erzeugt wird. Das PWM-Signal arbeitet mit einer PWM-Frequenz von 700 Hz und einem Tastverhältnis von 63 %. Die verwendete Spannung U_{high} ist mit 13,5 V vorgegeben. Damit stellt sich eine (mittlere) effektive Spannung U_{eff} von 8,5 V ein. Die effektive Leistungsaufnahme der Dosierpumpe soll möglichst 1,9 W nicht überschreiten. Es besteht aber die Möglichkeit, die Leistungsaufnahme auf bis zu 3,5 W zu erhöhen.

3. Anforderung Dosierpumpe

- Trocken Ansaugen

Die Dosierpumpe muss selbstansaugend sein. Die Zeit zur Befüllung der Kraftstoffleitungen auf Saug- und Druckseite ist bei Raumtemperatur, einer Saugleitungslänge von 1,5 m, einer Saughöhe von 0,5 m, einer Druckleitungslänge von 6 m und einem Leitungsdurchmesser von 2 mm auf 100 s begrenzt. Diese Bedingung muss bei allen Medien eingehalten werden.

- Nullabschluss

Die Dosierpumpe und das Heizgerät können unterhalb des Fahrzeugtanks angebracht sein, so dass Kraftstoff aufgrund der Höhendifferenz zwischen Fahrzeugtank und Stand- bzw. Zuheizgerät, bei nicht betriebener Dosierpumpe, in das Heizgerät fließen kann. Da auf diese Weise Kraftstoff in die Umwelt gelangen kann, muss die Dosierpumpe so ausgeführt sein, dass sie neben dem Fördern und Dosieren auch das Absperren des Kraftstoffes im Stillstand der Pumpe übernimmt.

- Lebensdauer

Die Lebensdauer der Dosierpumpe ist mit 5000 h bzw. 15 Jahren vorgegeben.

4. Konzept Dosierpumpe

In Abschnitt 2.3 werden vier typische Pumpenvarianten unterschiedlicher Hersteller, die zur „Zentifluidtechnik“ gehören, vorgestellt, die in diesem Kapitel hinsichtlich ihrer Eignung als Dosierpumpe für Stand- bzw. Zuheizgeräte zusammen mit weiteren Förderprinzipien aus der Makrofluidtechnik analysiert und bewertet werden. Neben der Erfüllung der im Pflichtenheft stehenden Randbedingungen werden auch fertigungstechnische Gesichtspunkte und die Kosten in die Bewertung einbezogen.

4.1 Auswahl eines geeigneten Pumpenprinzips

In Tabelle 4.1 sind nach [Paland 2002], [Bauer 1999] und [Groth 1996] für unterschiedliche Verdrängertypen die Leistungsbereiche aufgetragen, wie sie aus der Makrofluidtechnik bekannt sind. Prinzipiell lassen sich alle Verdrängerpumpen aus der Makrofluidtechnik in die „Zentifluidtechnik“ herunterskalieren. Für eine eingehende Erläuterung der unterschiedlichen Pumpen wird auf die Literatur [Paland 2002], [Groth 1996], [Ebertshäuser 1995] verwiesen.

Tabelle 4.1: Übersicht Pumpenvarianten

Bauart	Verdränger-element	Benennung	Verdrängungsvolumen in [cm ³ /U]	Druckbereich in [bar]	Drehzahl in [1/min]
Umlauf-verdränger	Zahn	Zahnradpumpe	0,4...1200	0...200	1500...3000
		Schraubenspindelpumpe	2...800	0...200	1000...1500
	Flügel	Treibschieberpumpe	30...800	0...100	30...50
		Sperrschieberpumpe	8...1000	0...160	30...50
Hubkolbenverdränger	Kolben	Hubkolbenpumpe	0...400	0...40	10...40
		Reihenkolbenpumpe	0...800	0...400	20...50
		Radialkolbenpumpe	0,4...15000	0...630	20...50
		Taumelscheibepumpe	1,5...3600	0...400	30...50
		Schrägschieberpumpe			
		Schrägachsenpumpe			

Die im Abschnitt 2.3 beschriebenen typischen Vertreter der „Zentifluidtechnik“ liegen im unteren Leistungsbereich der in Tabelle 4.1 dargestellten Pumpenvarianten. Die Mikrozahnringpumpe, die Membrandosierpumpe und die Schraubenspindelpumpe sind nicht für den Einsatz in Stand- und Zuheizgeräten optimiert. Aus diesem Grund erfüllen diese Pumpen ebenso wie die Hubkolbenpumpe nicht alle Anforderungen des Pflichtenheftes.

Um ein geeignetes Pumpenprinzip auszuwählen, werden die in Tabelle 4.1 zusammengetragenen Varianten hinsichtlich der folgenden Punkte bewertet:

- Volumenstrom-/Druckverhalten,
- Temperaturverhalten,
- Ungleichförmigkeit des Volumenstroms,
- Lebensdauer,
- Fertigungstechnische Realisierung und
- Kosten.

Volumenstrom-/Druckverhalten & Temperaturverhalten

Die Vorgaben für den Volumenstrom sowie den Saug- und Förderdruck müssen zwingend von der Neuentwicklung eingehalten werden. Speziell der große Temperaturbereich stellt hohe Anforderungen an die verwendeten Antriebseinheiten und Dichtungselemente. In der Regel werden Dichtungen aus Elastomeren verwendet, die hinsichtlich ihrer Eignung in der Kombination Kraftstoff und niedrige Temperaturen kritisch zu bewerten sind. Zum Beispiel lässt sich der sehr öl- und kraftstoffbeständige NBR nach [Ebertshäuser 1995] in einem Temperaturbereich von -20 °C bis 100 °C einsetzen.

Ungleichförmigkeit des Volumenstroms

Die Ungleichförmigkeit des Volumenstroms ist abhängig von der Anzahl der Arbeitsräume und der Förderfrequenz der untersuchten Pumpenvariante. In der Regel erreichen Umlaufverdränger mit Zähnen als Verdrängerelemente eine wesentlich geringere Ungleichförmigkeit als Hubkolbenverdränger. Da die Ungleichförmigkeit des geförderten Kraftstoffes entscheidend für die Güte der Verbrennung im Stand- bzw. Zuheizgerät ist, ist eine starke Ungleichförmigkeit des Volumenstroms ein Ausschlusskriterium.

Lebensdauer

Eine entscheidende Größe für die Kundenzufriedenheit ist die Ausfallrate des verwendeten Stand- bzw. Zuheizgerätes. Aus diesem Grunde muss das zugrunde liegende Pumpenprinzip eine möglichst hohe Lebensdauer garantieren. Die Verdränger mit einer Membran ermüden bei niedrigen Temperaturen schnell. Damit ist die erzielbare Lebensdauer ein Ausschlusskriterium für Lösungen mit elastischen Verdrängern. Zwar gibt die Firma /10/ eine Lebensdauer von 10000 h für die FEM 1.08-RC an, garantiert sie aber nur in einem Temperaturbereich zwischen 5 °C und 40 °C.

Fertigungstechnische Realisierung

Die technische Realisierung umfasst sämtliche Punkte der Herstellung und Montage der neuen Dosierpumpe. Aufgrund des kleinen benötigten Fördervolumens müssen entsprechend kleine Verdrängerelemente für die Pumpen verwendet werden. Nach Angaben der Firma /15/ hat der innenverzahnte Außenrotor der Mikrozahnringpumpe mzz 2905 einen Außendurchmesser von 3,4 mm und eine Breite von 1,25 mm. Um die interne Leckage

4. Konzept Dosierpumpe

dieser Pumpen klein zu halten, sind bei den Zahnrädern Toleranzen von 2 µm und kleiner notwendig.

Kosten

Der letzte Bewertungspunkt sind die Kosten. Die bisher verwendete Dosierpumpe DP40 von /23/ wird an die Firma /26/ verkauft. Der Zielpreis liegt im gleichen Bereich.

Tabelle 4.2: Entscheidungsmatrix

Kriterium						
1. Volumenstrom / Druckverhalten						
2. Temperaturverhalten						
3. Ungleichförmigkeit des Volumenstroms						
4. Lebensdauer						
5. Fertigungstechnische Realisierung						
6. Kosten						
Verdrängerelement Zahn						
Zahnradpumpe	- -	-	++	++	+	++
Schraubenspindelpumpe	- -	- -	o	++	+	+
Verdrängerelement Flügel						
Treibschieberpumpe	- -	- -	-	+	o	-
Sperrschieberpumpe	-	-	-	+	o	-
Verdrängerelement Kolben						
Hubkolbenpumpe	++	++	+	- -	+	+
Reihenkolbenpumpe	o	+	+	-	+	+
Radialkolbenpumpe	-	o	+	-	+	+
Taumelscheibenpumpe	-	-	o	-	+	+
Schrägscheibenpumpe	-	-	o	-	+	+
Schrägachsenpumpe	- -	-	o	-	+	+

In Tabelle 4.2 ist eine Entscheidungsmatrix mit den unterschiedlichen Verdrängerprinzipien zusammengestellt. Dabei gilt - - als „sehr schlecht“, o als „befriedigend“ und + + als „sehr gut“. Eine Bewertung eines Pumpenprinzips in den Punkten fünf oder sechs mit „sehr schlecht“ führt zum Ausschluss, unabhängig von der restlichen Bewertung.

Bei den Zahnradverdrängerpumpen besteht die Wahl zwischen Schraubenspindel und Zahnrädern als Verdrängerelemente. Die Schraubenspindelpumpe wird, aufgrund der komplexen Schraubengeometrie, jeweils in den Punkten fünf und sechs mit „sehr

schlecht“ bewertet. Der Vorteil einer nahezu pulsationsfreien Förderung des Mediums ist mit einer aufwendigen Fertigung der Spindel und damit mit hohen Produktionskosten verbunden. Im Gegensatz dazu gestaltet sich die Herstellung von Zahnrädern einfacher, wie es das Beispiel der Mikrozahnringpumpe der Firma /15/ verdeutlicht. Für beide Konzepte wird ein Elektromotor für den Antrieb benötigt, der erhöhte Kosten verursacht, weshalb auch die Zahnradpumpe unter Punkt sechs mit „sehr schlecht“ bewertet wird.

Bei den Hubkolbenverdrängern ist die einfache Hubkolbenpumpe klar im Vorteil. Sie wird, aufgrund ihres einfacheren Aufbaus, in den Punkten fünf und sechs deutlich besser als die anderen Kolbenpumpenvarianten bewertet. Gerade bei den Taumelscheiben-, Schrägscheiben- und Schrägachsenpumpen ist die Konstruktion der Gleitschuhe aufwendig. Das Prinzip der elektromagnetisch betriebenen Hubkolbenpumpe zur Versorgung der Stand- bzw. Zuheizgeräte ist verbreitet. Als Ergebnis der Bewertung sind Kolbenpumpen zur Versorgung der Stand- bzw. Zuheizgeräte zu bevorzugen. Speziell die Hubkolbenpumpen bieten einen einfachen Aufbau. Die erreichbaren hydraulischen Kenndaten und die Herstellung sind vergleichsweise günstig. Die prinzipbedingte ungleichförmige Förderung muss konstruktiv oder durch den Einsatz spezieller Pulsationsdämpfer reduziert werden.

4.2 Theoretische Betrachtung der Kolbenpumpe

4.2.1 Volumenstrom

In Abbildung 4.1 sind die für eine Kolbenpumpe mit Kurbeltrieb notwendigen Baugruppen dargestellt. Für die Förderung des Mediums werden ein Kolben, ein Getriebe, in diesem Fall ein Kurbeltrieb, und ein Einlassventil sowie ein Auslassventil benötigt.

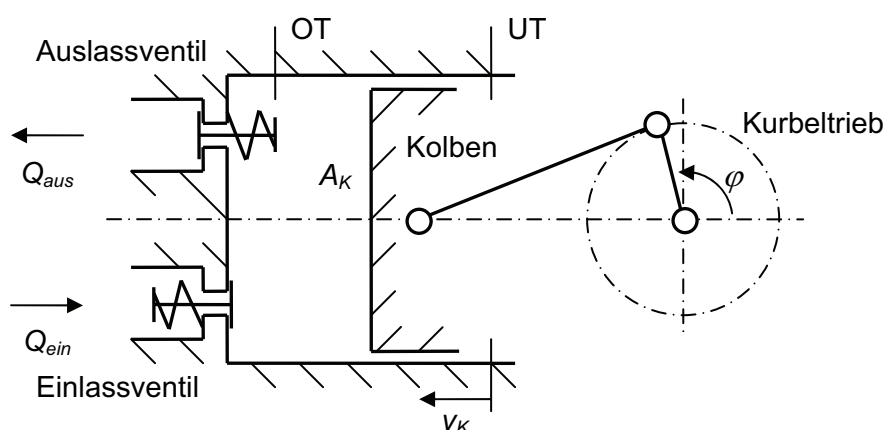


Abbildung 4.1: Einfach wirkende Kolbenpumpe

An diesem Modell werden die vier Phasen der Förderung eines Hubkolbenverdrängers verdeutlicht, beginnend am OT.

1. Saugen von OT bis UT

Beim Saugen bewegt der Kurbeltrieb den Kolben vom OT zum UT. Die Kolbengeschwindigkeit v_K ist eine Funktion des Kurbelwinkels φ . Durch die Bewegung des Kolbens von OT nach UT vergrößert sich der Arbeitsraum der Pumpe, es entsteht ein Unterdruck, der das Einlassventil öffnet. Durch das geöffnete Einlassventil strömt das Medium in den Arbeitsraum der Pumpe.

2. Trennen von Saug- und Druckraum

Am UT hat der Arbeitsraum sein maximales Volumen. Das Einlassventil schließt. Der Saugraum ist vom Druckraum physikalisch getrennt.

3. Kompression und Fördern

Der Kurbeltrieb schiebt den Kolben vom UT in Richtung OT. Das Medium wird aufgrund der Kolbenbewegung komprimiert. Durch die Kraft entsteht ein Druck. Erreicht der Druck im Arbeitsraum der Pumpe den Öffnungsdruck des Auslassventils, fördert die Pumpe das Medium in die Druckleitung.

4. Trennen von Saug- und Druckraum

Erreicht der Kolben den OT, hat der Arbeitsraum seine minimale Ausdehnung. Das Auslassventil schließt. Danach beginnt wieder der Saughub.

Der Förderstrom ist proportional zur Geschwindigkeit des Kolbens v_K und berechnet sich mit der Kolbenfläche A_K bzw. mit dem Verdrängervolumen V_K und der Hubfrequenz f_K des Kolbens zu

$$Q = A_K \cdot v_K = V_K \cdot f_K. \quad (4.1)$$

In Abbildung 4.2 ist die Kolbengeschwindigkeit v_K über $\varphi \cdot t$ für eine oszillierende Kolbenpumpe dargestellt. Mit dem Zusammenhang 4.1 ergibt sich in Verbindung mit der Kolbenfläche A_K der momentane Volumenstrom in Abhängigkeit von der Kolbenstellung.

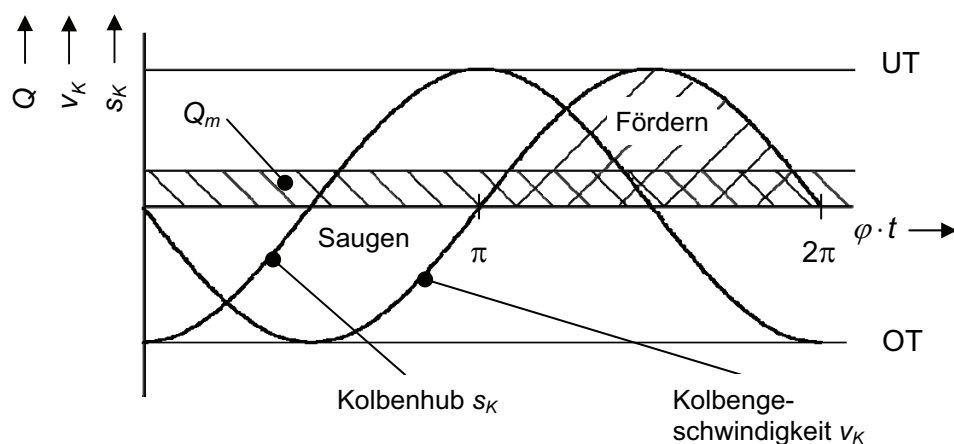


Abbildung 4.2: Volumenstromverlauf einer einfach wirkenden Kolbenpumpe

Der mittlere Volumenstrom Q_m ergibt sich mit der mittleren Kolbengeschwindigkeit v_m zu

$$Q_m = A_K \cdot \frac{v_m}{2}, \quad (4.2)$$

wobei sich die mittlere Kolbengeschwindigkeit als zeitliche Integration des Weges ergibt. Da die einfache Kolbenpumpe nur in einer Bewegungsrichtung des Kolbens über einen Kurbelwinkel von 180° fördert, entsteht eine große Förderstompulsion.

4.2.2 Pulsationsdämpfung

In der Literatur [Bohn 1985] werden verschiedene Wege zur Pulsationsdämpfung von Kolbenmaschinen beschrieben. Es wird zwischen internen und externen Maßnahmen unterschieden.

Unter internen Maßnahmen wird verstanden, dass weitere wirksame Kolbenflächen in die Pumpe integriert werden. Die Pulsation der Pumpe kann entweder durch einen Kolben mit zwei wirksamen Kolbenflächen oder die Verwendung von mehreren parallel geschalteten und versetzt arbeitenden einzelnen Kolben gemindert werden. In Abbildung 4.3 ist eine doppelt wirkende Kolbenpumpe dargestellt.

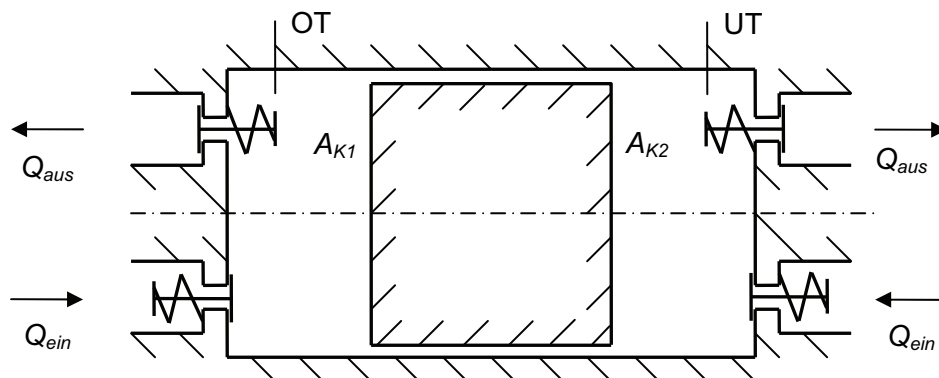


Abbildung 4.3: Doppelt wirkende Kolbenpumpe

In Abbildung 4.4 ist der von den beiden Kolbenflächen, entsprechend Gleichung 4.1, erzeugte und aufsummierte Volumenstrom dargestellt.

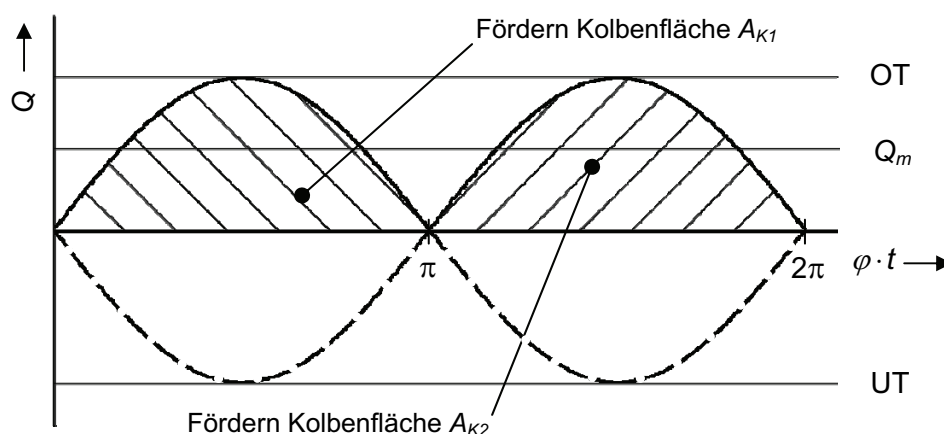


Abbildung 4.4: Volumenstromverlauf einer doppelt wirkenden Kolbenpumpe

Durch die Überlagerung der durch die wirksamen Kolbenflächen erzeugten Volumenströme wird die Pulsation des Gesamtvolumenstroms reduziert. Der Gesamtvolumenstrom der Pumpe ergibt sich aus der Aufsummierung der einzelnen Volumenströme zu

$$Q = \sum_{i=1}^k A_K \cdot v_K . \quad (4.3)$$

Nach [Bohn 1985] werden in der Technik Konstruktionen mit einer ungeraden Kolbenzahl bevorzugt. Daher werden in der Regel Pumpen mit drei, fünf oder sieben Kolben am Markt angeboten. Mehrere Kolben bei gleich bleibendem Volumenstrom zu verwenden, bedeutet für den Einsatz in der „Zentifluidtechnik“, dass die wirksamen Flächen der Kolben sehr klein werden. Aufgrund der steigenden Teilezahl einer Konstruktion mit mehreren Kolben und den damit verbundenen erhöhten Kosten kann dieses Konzept für Dosierpumpen von Stand- bzw. Zuheizgeräten nicht eingesetzt werden.

Unter externer Pulsationsdämpfung werden Maßnahmen zur Abschwächung der Pulsation mittels Dämpfung und Speicherung, z.B. mit Blasenspeichern oder Windkesseln, oder die Absorption der Pulsation, z.B. durch Reflektionsdämpfer oder Tilger [Bohn 1985], verstanden.

Beim Prinzip der Dämpfung bzw. Speicherung wird die Kompressibilität eines Gases zur Minderung der Pulsation des geförderten Mediums genutzt, das sich im Inneren eines Behälters befindet. Das Gaspolster ist durch eine bewegliche Wand (z.B. einer Blase, einer Membran oder eines Kolbens) vom Medium getrennt. Durch die Verformung der Blase bzw. der Membran oder die Bewegung des Kolbens wird wechselweise ein Teil des Fördermediums gespeichert und zurückgespeist, wodurch die Pulsation des Mediums gemindert wird. Eine weitere Möglichkeit, die Pulsation zu minimieren, bietet die Absorption der Pulsation. Die dabei verwendeten Reflektionsdämpfer arbeiten mit einer sprungartigen Änderung des Leitungsquerschnittes. Durch diese sprungartige Änderung des Querschnittes wird der Druckimpuls verkleinert. Mit einer Hintereinanderschaltung von mehreren sprungartigen Querschnittsänderungen kann eine Restpulsation von wenigen Prozent erreicht werden [Bohn 1985], wobei der Dämpfungsgrad allerdings von der Frequenz der Pulsation abhängt.

Beide Methoden sind für den Einsatz in der Dosierpumpe eines Stand- bzw. Zuheizgerätes als kritisch anzusehen. Neben der Lebensdauer der verwendeten Baugruppen sind die Maßnahmen auch mit einem erhöhten Montage- und Kostenaufwand sowie einer verminderten Zuverlässigkeit verbunden.

4.2.3 Druckerzeugung einer Kolbenpumpe

Der erreichbare Druck eines Hubkolbenverdrängers hängt von der Antriebskraft bzw. dem Antriebsmoment ab [Hirschmann 2005]. Ansonsten ist der erzeugbare Druck einer Verdrängerpumpe nur durch die Materialfestigkeit und die Wirksamkeit der Dichtungen begrenzt.

4.3 Vergleich mit bekannten Lösungen

Als Dosierpumpe für Stand- und Zuheizgeräte wird eine Hubkolbenpumpe aufgrund der sich ergebenden funktionalen, fertigungstechnischen und kostenmäßigen Vorteile favorisiert. Um die prinzipbedingte starke Pulsation einer Hubkolbenpumpe zu minimieren, wird ein doppelt wirkender Hubkolbenverdränger verwendet. Zusätzlich wird durch eine Erhöhung der Förderfrequenz der Dosierpumpe eine stetigere Förderung erreicht. Um das Totvolumen der Pumpe zu minimieren, werden Ventile aus der Mikrofluidtechnik verwendet. Eine eingehende Patentrecherche auf dem Gebiet der Dosierpumpen für Stand- und Zuheizgeräte dokumentiert den Stand der Technik auf diesem Gebiet. Für die Recherche wurden als Suchbegriffe u.a. „elektromagnetisch betriebene Dosierpumpe“ und „Doppelhubkolbenpumpe“ gewählt.

Aus [Pat 1981] ist eine elektromagnetisch betriebene Dosierpumpe mit einem beweglichen Kolben bekannt, der gleichzeitig teilweise Anker eines Elektromagneten ist, dessen ringförmig um den Anker liegende Wicklung im stromdurchflossenen Zustand ein Magnetfeld erzeugt. Das Magnetfeld übt auf den Anker bzw. Kolben eine Kraft aus, die den Anker bzw. Kolben gegen die Kraft einer Feder bewegt. Die Feder drückt den Anker bzw. Kolben im stromlosen Zustand der Spule in die Ausgangslage zurück. Der Kolben saugt über eine Einströmöffnung im Gehäuse das zu fördernde Medium ein und drückt es über eine Ausströmöffnung auf der Druckseite der Pumpe hinaus.

In [US-Pat 1929] ist eine Pumpe beschrieben, deren Kolben als Stufenkolben ausgeführt ist, dessen saugseitiges Hubvolumen größer ist als deren druckseitiges Hubvolumen. Der Kolben ist mit mindestens einem Ventil ausgerüstet, das sich bei der Vorwärtsbewegung des Kolbens schließt, während der druckseitige Kolbenteil das druckseitige Hubvolumen durch ein sich öffnendes Ventil in die Ausströmöffnung drückt. Gleichzeitig saugt der saugseitige Kolbenteil das saugseitige Hubvolumen durch ein sich öffnendes Ventil an. Bei der Rückwärtsbewegung öffnet sich das im Kolben befindliche Ventil, wodurch das im Ansaugraum befindliche Medium durch den Kolben in den druckseitigen Hubraum sowie ein Rest in die Ausströmöffnung gedrückt werden. Somit wird sowohl bei der Vorwärtsbewegung des Kolbens bzw. Ankers als auch bei der Rückwärtsbewegung in etwa das gleiche Volumen gefördert.

In [Pat 1993] ist eine elektromagnetisch betriebene Dosierpumpe beschrieben, die mit einem Saugkolben ausgestattet ist. Der Saugkolben ist mit einem Anker eines Elektromagneten verbunden und wird gegen die Kraft einer Schraubendruckfeder durch die Erregung eines ihn zentrisch umgebenden Elektromagneten bewegt. Der Saugkolben wird mittels einer Führungsstange zentrisch gehalten, die in einer zylindrischen Lagerbuchse läuft. Der Anker verschließt mit einer Dichtung in seiner Ausgangsstellung die Einströmöffnung für das zu fördernde Medium. Die Lagerbuchse besitzt zur Steuerung des Volumenstroms Ansaugöffnungen, denen ein Rückschlagventil nachgeordnet ist.

Aus [Pat 2002] ist eine Dosierpumpe bekannt, die zum Fördern eines flüssigen Mediums, insbesondere zum Brennen eines mobilen Heizgeräts, dient. Die Dosierpumpe ist durch einen Dämpfer zur Minderung der Pulsation in der Dosierpumpe gekennzeichnet. Dieser Dämpfer ist ringförmig um den Auslassstutzen ausgebildet und schließt mit mindestens einer beweglichen Wand das Medium ein. Durch die Verformung der beweglichen Wand wird die Pulsation der Dosierpumpe gemindert.

Diese vier aufgezählten Patente stellen nur eine Auswahl der auf dem Gebiet der elektromagnetisch betriebenen Dosierpumpen bzw. Doppelhubkolbenpumpen bestehenden Patente dar. Weitere Informationen enthalten die Patente mit den Veröffentlichungsnummern DE 23 15 842, AT 1 16630, DE 76 31 318, DE 102 04 708, DE 199 17 009 und DE 102 33 302.

Grundsätzlich sind Pumpen mit einem Stufenkolben zur Dosierung von Flüssigkeiten in der Technik bekannt. Ebenso ist die Funktion einer elektromagnetisch angetriebenen Hubkolbenpumpe in verschiedenen Patentschriften dargelegt.

5. Auslegung Dosierpumpe

Ausgehend von den Betrachtungen in Kapitel 4 wird eine elektromagnetisch betriebene Dosierpumpe mit einem Doppelhubkolben entwickelt, welche die in Kapitel 3 aufgestellten Anforderungen weitgehend erfüllt. Um die Pulsation der Dosierpumpe klein zu halten, hat sie ein kleines Hubvolumen und arbeitet mit einer Förderfrequenz von ca. 50 Hz. In diesem Kapitel werden für die Auslegung der Dosierpumpe das hydraulische System, das elektromagnetische System und das mechanische System betrachtet. Aus diesen drei Teilsystemen wird ein Gesamtsystem gebildet.

Im Zuge der Entwicklung der Dosierpumpe wurden insgesamt 10 unterschiedliche Muster konstruiert, angefertigt und getestet. Bei den ersten Varianten wurden der geforderte Volumenstrom und der geforderte Druck nicht erreicht. Durch eine kontinuierliche Verbesserung der einzelnen Varianten wurden die Eigenschaften der Dosierpumpe an die Vorgaben der Firma /26/ angenähert. In der weiteren Darstellung werden der Iterationsschritt 8 (mit Variante 1 bezeichnet), der Iterationsschritt 9 (mit Variante 2 bezeichnet) und der Iterationsschritt 10 (mit Variante 3 bezeichnet) behandelt.

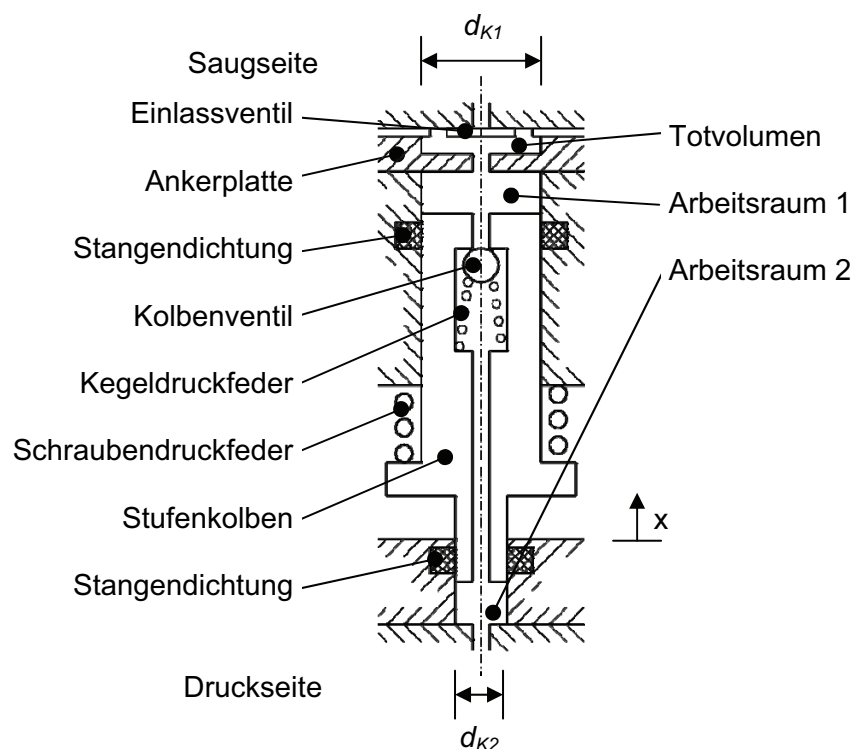


Abbildung 5.1: Schematische Darstellung Variante 3

Zunächst wird für die Beschreibung des Ansaugverhaltens ein thermodynamisches Modell entwickelt. Dafür wird die Variante 3 verwendet. Mit dieser Variante der Dosierpumpe wurde die Entwicklung abgeschlossen. In Abbildung 5.1 ist ein vereinfachtes Modell der Variante 3 dargestellt.

5.1 Thermodynamik des Ansaugprozesses

Das Ansaugverhalten der Dosierpumpe hängt entscheidend vom Verhältnis Totvolumen zu Hubvolumen der Dosierpumpe ab. Das Totvolumen ist nach [Ebertshäuser 1995] ein Volumen, das nicht zur Arbeitsleistung beiträgt, aber im Rhythmus des Arbeitsspiels unter Druck gesetzt wird. Im Fall der Variante 3 setzt sich das Totvolumen des Arbeitsraums 1 aus dem Öffnungsquerschnitt des Einlassventils, der Durchgangsbohrung durch die Ankerplatte, der Bohrung im Stufenkolben zum Kolbenventil hin und einem Ringraum an der Stangendichtung auf der Saugseite zusammen. Diese aufgezählten Volumen leisten zum Förderstrom der Dosierpumpe keinen Beitrag, werden aber während eines Arbeitstaktes mit Druck beaufschlagt. Auf der Druckseite der Variante 3 setzt sich das Totvolumen aus der Bohrung im Stufenkolben und einem Ringraum an der Stangendichtung zusammen. Das Totvolumen auf der Saugseite berechnet sich aus der Summe der Einzelvolumen zu

$$V_{Tot} = \sum_{i=1}^k V_i, \quad (5.1)$$

wobei sich die Einzelvolumen als gerade Kreiszylinder oder als gerade Hohlzylinder berechnen lassen. Somit ergibt sich ein Totvolumen auf der Saugseite der Variante 3 von

$$V_{Tot1} = \sum_{i=1}^4 V_i = \frac{\pi}{4} \cdot \left[0,3 \text{ mm} \cdot (6 \text{ mm})^2 + 1,7 \text{ mm} \cdot (1 \text{ mm})^2 + 3 \text{ mm} \cdot (1 \text{ mm})^2 + 2 \text{ mm} \cdot \left((6,1 \text{ mm})^2 - (6 \text{ mm})^2 \right) \right] = 13,69 \text{ mm}^3$$

und auf der Druckseite der Variante 3 von

$$V_{Tot2} = \sum_{i=1}^2 V_i = \frac{\pi}{4} \cdot \left[29 \text{ mm} \cdot (1 \text{ mm})^2 + 2 \text{ mm} \cdot \left((4,1 \text{ mm})^2 - (4 \text{ mm})^2 \right) \right] = 24,05 \text{ mm}^3.$$

Dies entspricht einem Verhältnis ε_0 von Totvolumen zu Hubvolumen auf der Saugseite von $\varepsilon_{0S} = 1,95$ und auf der Druckseite von $\varepsilon_{0D} = 6,87$. In der Makrofluidtechnik ist ε_0 nach [Küttner 1984] deutlich günstiger. Es liegt zwischen $\varepsilon_0 = 0,05$ und $\varepsilon_0 = 0,15$ und ist abhängig vom Pumpenprinzip, der Anordnung der Ventile und der Ventilart.

Um den Kraftstoff mit der Dosierpumpe im unbefüllten Zustand aus dem Tank anzusaugen, muss die im Arbeitsraum 1 befindliche Luft komprimiert und über das Kolbenventil aus der Dosierpumpe gefördert werden. Parallel dazu wird über die Saugleitung der Dosierpumpe das zu fördernde Medium aus dem Fahrzeugtank angesaugt. Unter der Annahme, dass es sich bei der Luft um ein ideales Gas handelt und keine interne Leckage zwischen Stufenkolben und Kolbenführung auftritt, entspricht das Verhalten der Dosierpumpe dem Verhalten eines Kolbenverdichters.

In Abbildung 5.2 ist das p-V-Diagramm eines Kolbenverdichters mit vorhandenem Totvolumen als Modell für den Ansaugvorgang dargestellt. Das Indikatordiagramm ist in vier Teilbereiche eingeteilt. Von Punkt 4 nach 1 wird das Gas mit dem Druck p_1 angesaugt, das Saugventil ist geöffnet. Von 1 nach 2 wird das Gas vom Druck p_1 auf den Druck p_2

verdichtet und von 2 nach 3 ausgeschoben. Von 3 nach 4 entspannt sich die Luft, das Druckventil schließt und das Saugventil öffnet sich.

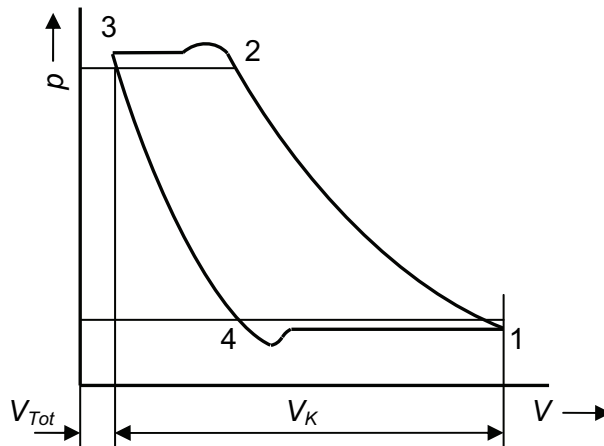


Abbildung 5.2: Indikatordiagramm Kolbenverdichter

Zum Ansaugen des Fördermediums muss im Arbeitsraum 1 ein Unterdruck erzeugt werden. Bewegt sich der Stufenkolben in Richtung Druckseite, entsteht ein Unterdruck im Arbeitsraum 1. Dieser Unterdruck öffnet das Einlassventil zwangsweise, wenn die durch den Unterdruck an der Ventilplatte erzeugte Kraft größer als die durch den geodätischen Druck erzeugte Kraft und die Federkraft am Ventil ist. Umgekehrt muss sich bei der Bewegung des Stufenkolbens in Richtung Saugseite das Einlassventil schließen und anschließend das Kolbenventil öffnen. Der Öffnungsdruck des Kolbenventils ist abhängig von der Federkraft, die auf die Kugel wirkt. Mit der wirksamen Fläche ergibt sich ein Öffnungsdruck von ca. 1,1 bar. Erst dann kann die Luft bzw. Flüssigkeit aus dem Arbeitsraum 1 in den Arbeitsraum 2 strömen.

Sinkt der Druck in der Saugleitung der Dosierpumpe, verringert sich der isobare Bereich zwischen den Punkten 4 und 1 im p-V-Diagramm, d.h. es wird pro Hub weniger Volumen gefördert. Im Grenzfall bleibt das Ventil gerade geschlossen. Dann wird die Luft im Arbeitsraum nur noch komprimiert und expandiert, ohne dass es zu einer Förderung kommt. Damit kann der maximal erreichbare Unterdruck der Dosierpumpe bestimmt werden. Näherungsweise handelt es sich um eine isentrope Zustandsänderung von Punkt 3 nach Punkt 1 im p-V-Diagramm. Nach [Fischer 1999] wird eine isentrope Zustandsänderung durch

$$\frac{p_1}{p_3} = \left(\frac{V_3}{V_1} \right)^\chi \quad (5.2)$$

beschrieben. Wobei χ der Isentropenexponent von Luft ist. Als weitere Vereinfachung wird angenommen, dass es sich bei der Luft um ein ideales Gas handelt, da der Isentropenexponent für ein ideales Gas konstant ist und keine Abhängigkeit von der Temperatur aufweist. Der Isentropenexponent errechnet sich als Verhältnis der spezifischen Wärmekapazität bei konstantem Druck c_p^0 und der spezifischen Wärmekapazität

bei konstantem Volumen c_v^∞ . Damit ergibt sich der Isentropenexponent für Luft nach [Fischer 1999] zu

$$\chi = \frac{c_p^0}{c_v^\infty} = \frac{1,01 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}{0,72 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}} = 1,4027. \quad (5.3)$$

Aus der Gleichung 5.2 ergibt sich ein Absolutdruck in Punkt 1 von

$$p_1 = \left(\frac{V_3}{V_1} \right)^\chi \cdot p_3 = \left(\frac{13,6941 \text{ mm}^3}{20,7626 \text{ mm}^3} \right)^{1,4027} \cdot 1,1 \text{ bar} = 0,6135 \text{ bar}.$$

Das Volumen V_1 steht für das Totvolumen der Dosierpumpe, das Volumen V_3 ist die Summe von Hub- und Totvolumen. Als Öffnungsdruck des Kolbenventils ist ein Absolutdruck von 1,1 bar vorgegeben. Somit ergibt sich ein durch die Dosierpumpe theoretisch erzeugbarer Unterdruck von ca. -0,38 bar. Konstruktiv und funktional kann das Totvolumen der Dosierpumpe nicht weiter verringert werden. Aus diesem Grund kann mit der Variante 3 der geforderte Unterdruck von -0,55 bar nicht erreicht werden. Andere Ventilvarianten und Fertigungstechniken erlauben es, das Totvolumen der Dosierpumpe weiter zu verringern und damit den maximal erzeugbaren Unterdruck zu vergrößern.

5.2 Simulation des hydraulischen Systems

In Abbildung 5.3 ist das hydraulische Ersatzschaltbild der Variante 3 dargestellt. Neben den beiden Arbeitsräumen sind das Einlass- und Kolbenventil, das Filterelement und der Überströmkanal als Verbindung zwischen den beiden Arbeitsräumen und dem Tank mit Symbolen aus der Ölhdraulik dargestellt. Für die Simulation des Förderverhaltens der Dosierpumpe sind die Druck- und Volumenstromerzeugung in den Arbeitsräumen, die Leckagen zwischen Stufenkolben und Kolbenführung bzw. zwischen Stufenkolben und Stangendichtung sowie die Strömungsverhältnisse an den beiden Ventilen gesondert zu betrachten.

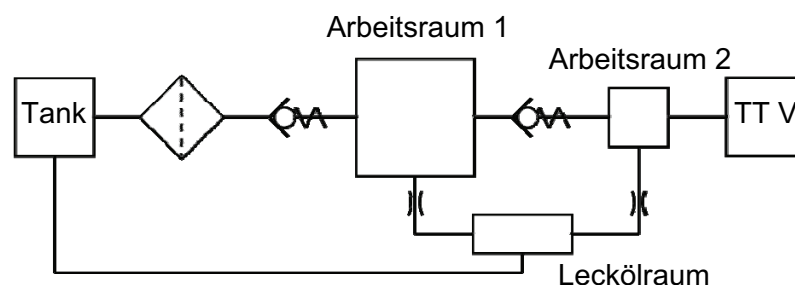


Abbildung 5.3: Hydraulisches Ersatzschaltbild Variante 3

Neben den zu untersuchenden magnetischen und mechanischen Zusammenhängen sind für die Förderleistung die hydraulischen Kennwerte entscheidend. Die Vorgänge in den Ventilen und die Strömungsvorgänge zwischen Stufenkolben und Kolbenführung werden eingehend betrachtet.

5.2.1 Ventile

Nach [Nguyen 2004] werden Plattenventile wegen ihres geringen Ventilöffnungsraums in Dosierpumpen als Einlassventil eingesetzt. Häufig werden in der Mikrofluidik die Plattenventile wegen des einfachen und beherrschbaren Herstellungsprozesses verwendet. In [Nguyen 2004] ist ein Plattenventil beschrieben, das mittels eines Ultraviolett-LIGA-Verfahrens hergestellt wurde. Für dieses Verfahren wird SU 8 verwendet, welches sich aufgrund seines begrenzten Temperaturbereichs nicht als Werkstoff für die „Zentrifluidtechnik“ eignet. In Abbildung 5.4 sind das für die Dosierpumpe der Stand- bzw. Zuheizgeräte entwickelte Plattenventil sowie die Abmessungen einer bevorzugten Variante der Ventilklappe detailliert dargestellt.

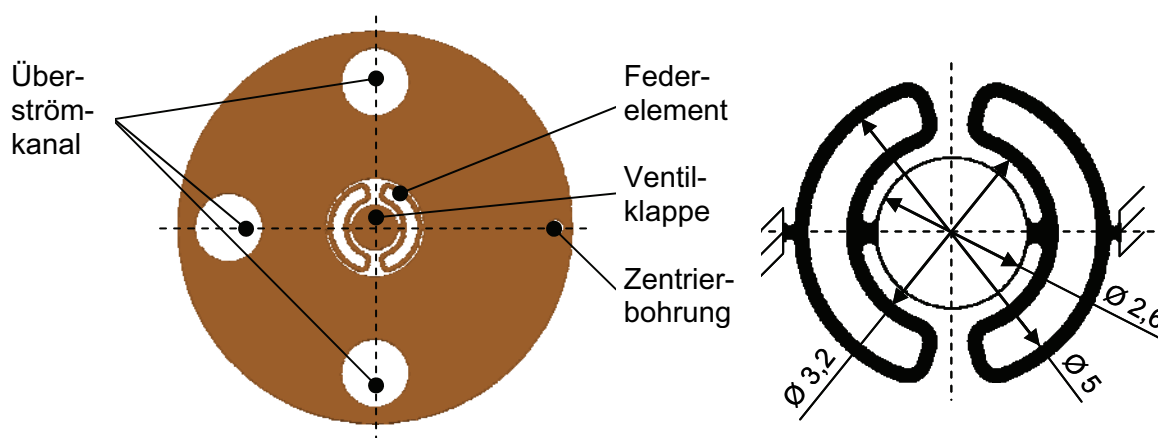


Abbildung 5.4: Plattenventil

Das auf der linken Seite der Abbildung dargestellte CAD-Modell des Plattenventils enthält die Ventilklappe, die an Federelementen aufgehängt ist. Die Stärke der Stege der Federelemente beträgt $100\text{ }\mu\text{m}$. Durch die aufgebrachte Flächenlast, die infolge der Druckdifferenz zwischen Saugleitung und Arbeitsraum 1 entsteht, werden die Federelemente verformt und die Ventilklappe öffnet den Ventilquerschnitt. Zusätzlich enthält das Plattenventil drei größere Bohrungen und eine kleinere. Durch die größeren Bohrungen fließt das Lecköl der Dosierpumpe. Um die größeren Bohrungen richtig zu positionieren, wird das Plattenventil mit Hilfe eines Indexstiftes in der Zentrierbohrung fixiert.

Für die Herstellung der Plattenventile wurde eine Kupfer-Beryllium-Legierung (CuBe2) mit der Werkstoffnummer 2.1247, bestehend aus 98 % Kupfer und einem zweiprozentigen Berylliumanteil, sowie Edelstahl mit der Werkstoffnummer 1.4310 verwendet. Beide Werkstoffe werden auch in der Makrofluidik als Federwerkstoffe eingesetzt. Das Kupfer-Beryllium hat eine hohe Biegezugfestigkeit und einen im Vergleich zum Edelstahl um ein Drittel niedrigeren E-Modul. Dieser im Vergleich zu dem Edelstahl geringere E-Modul und die gleichzeitige hohe Dehngrenze machen die Kupfer-Beryllium-Legierung zum bevorzugten Werkstoff. Die Kennwerte sind in einem Temperaturbereich zwischen $-100\text{ }^{\circ}\text{C}$ und $+100\text{ }^{\circ}\text{C}$ in etwa konstant, weshalb die Festigkeitsberechnungen

nur bei Raumtemperatur durchgeführt werden müssen. Die Kupfer-Beryllium-Legierung hat eine hohe Beständigkeit gegen Korrosion und Kavitation.

Wegen seiner weitergehenden chemischen Beständigkeit wurde als Alternative Edelstahl verwendet. Bei dem ausgewählten Edelstahl handelt es sich um einen hartgewalzten, austenitischen Federstahl mit hoher chemischer Beständigkeit. Wegen der geringen Materialstärke des Werkstoffes und aufgrund des Herstellungsverfahrens besitzt das verwendete Halbzeug eine Bruchfestigkeit von bis zu 1700 N/mm^2 .

Als Kolbenventil wird eine Kombination aus Kegeldruckfeder und Kugel mit einem entsprechenden Dichtsitz im Stufenkolben gewählt. Um das Verhalten hinsichtlich der sich einstellenden Druckdifferenz zwischen Ein- und Ausströmöffnung in Abhängigkeit vom Öffnungsquerschnitt und der Viskosität des Mediums zu untersuchen, wurde die Strömung um die Ventile sowie in der Umgebung der Ventile mit Hilfe der Finiten-Element-Methode berechnet. Für die Simulation wurde das Programm ANSYS verwendet. Zu Beginn der Simulation wurden die fluiddurchströmten Querschnitte der Dosierpumpe vor und hinter den Ventilen in einem CAD-Programm modelliert und als IGES-Datei an das FEM-Program übergeben. In Abbildung 5.5 sind das CAD-Modell des Stufenkolbens mit Kugel und Feder und das eingeschlossene Flüssigkeitsvolumen getrennt dargestellt.

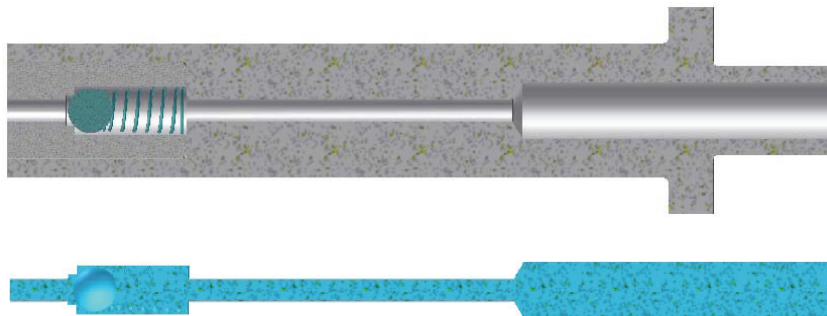


Abbildung 5.5: CAD-Modell Stufenkolben und Flüssigkeitsvolumen

Für die Berechnung wird als Elementtyp FLUID142 gewählt. Hierbei handelt es sich nach [Müller 1997] um ein 3-D Element zur Analyse und Berechnung von Flüssigkeitsströmungen. Angenommen wird eine laminare Strömung im Stufenkolben. Für eine laminare Strömung gilt, dass die Geschwindigkeit der Flüssigkeit an der Wand gleich Null ist. Diese Bedingung wird auf die Grenzflächen zwischen Flüssigkeitsvolumen und Stufenkolben sowie auf die Grenzflächen zwischen Flüssigkeitsvolumen und Kugel bzw. Feder angewendet. Für die Elemente in der Einströmöffnung des Stufenkolbens wird eine Strömungsgeschwindigkeit in x-Richtung vorgegeben. Diese Geschwindigkeit ergibt sich aus der mittleren Geschwindigkeit des Stufenkolbens. Unter Beachtung der Kontinuitätsgleichung und dem Verhältnis der Durchmesser d_{K1} des Arbeitsraums 1 und der Einströmöffnung d_{ein} des Stufenkolbens ergibt sich die Eintrittsgeschwindigkeit v_1 in den Stufenkolben zu

$$v_{ein} = v_k \cdot \frac{d_{K1}^2}{d_{ein}^2} \quad (5.4)$$

Bei den Untersuchungen der verschiedenen Dosierpumpenvarianten wurde eine mittlere Kolbengeschwindigkeit von ca. 25 mm/s ermittelt. Damit ergibt sich eine Eintrittsgeschwindigkeit v_{ein} des Fördermediums in den Stufenkolben von ca. 900 mm/s. Um die Druckdifferenz zwischen Einström- und Ausströmöffnung zu berechnen, wurde für die Elemente in der Ausströmöffnung des Stufenkolbens ein Druck von 0 Pa vorgegeben. Somit ergibt sich der aufgrund der Querschnittsverengung am Kolbenventil entstehende Druck im Stufenkolben als Differenzdruck zwischen Einlass- und Auslassöffnung. Anschließend wurden jedem Element zusätzlich die Stoffeigenschaften des geförderten Kraftstoffes zugewiesen. Für die Lösung wird der FLOTRAN als Solver verwendet.

In einer ersten Abschätzung kann der Öffnungsweg des Kolbenventils aus der Federsteifigkeit der Kegeldruckfeder des Kolbenventils c_{KV} und der Strömungswiderstandskraft F_w der Kugel berechnet werden. Nach [Kuchling 1996] berechnet sich die Strömungswiderstandskraft einer Kugel nach

$$F_w = c_{KF} \cdot A_{Kugel} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_{ein}^2 \quad (5.5)$$

Dabei ergibt sich die Strömungswiderstandskraft aus dem Widerstandsbeiwert c_{KF} der Relativgeschwindigkeit zwischen Medium und Kugel, der Dichte des Fördermediums und der projizierten Fläche der Kugel A_{Kugel} .

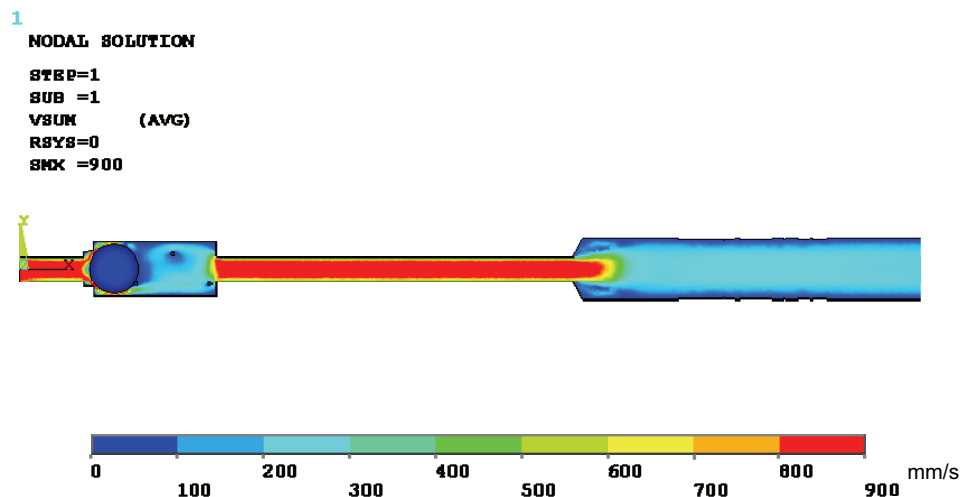


Abbildung 5.6: Geschwindigkeitsverlauf im Stufenkolben Variante 3

In Abbildung 5.6 ist ein typischer Geschwindigkeitsverlauf und in Abbildung 5.7 der sich einstellende Druck im Stufenkolben dargestellt. Aus den gegebenen Randbedingungen ergibt sich im Stufenkolben eine Druckdifferenz zwischen Einström- und Ausströmöffnung in Abhängigkeit vom Volumenstrom und der Ventilöffnungsstellung von bis zu ca. 0,35 bar.

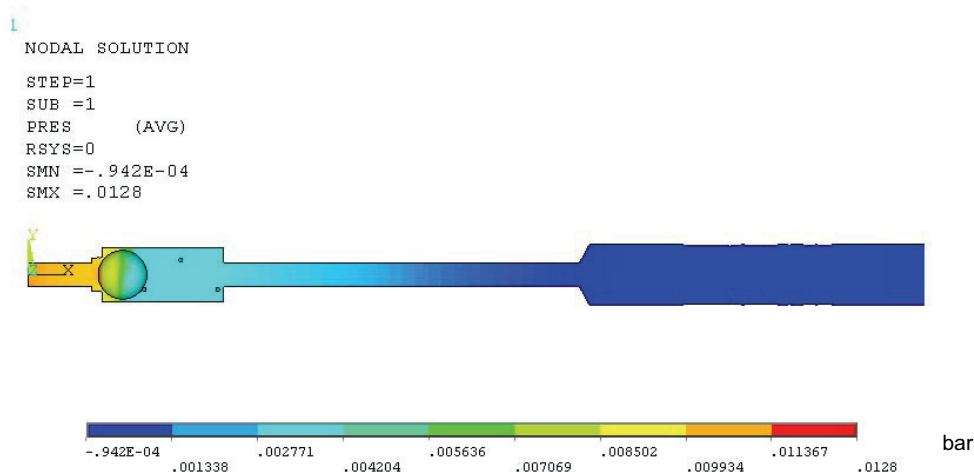


Abbildung 5.7: Druckverlauf im Stufenkolben Variante 3

In Abbildung 5.7 ist das Ergebnis der Berechnung der Druckdifferenz für ein sich bei 0,128 bar öffnendes Kolbenventil mit Winterdiesel als Fördermedium dargestellt.

Um die Berechnungen zu verifizieren, wurde der Stufenkolben im Komponentenprüfstand hinsichtlich seines Volumenstrom-Druck-Verhaltens untersucht. Dazu wurde der Stufenkolben in den Komponentenprüfstand, folglich Kapitel 8.2, eingebaut, der Versorgungsbehälter mit dem Fördermedium befüllt und mit Hilfe eines Druckminderungsventils der Druck des Versorgungsbehälters variiert.

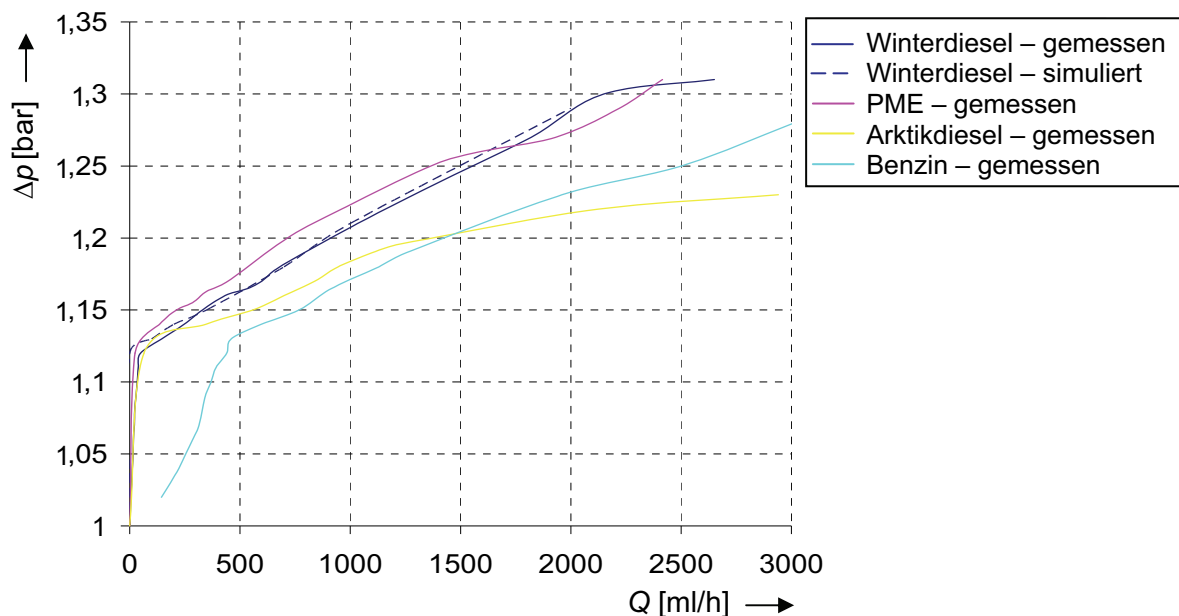


Abbildung 5.8: Volumenstrom-Druck-Verhalten im Stufenkolben

In Abbildung 5.8 ist das Volumenstrom-Druck-Verhalten des Stufenkolbens dargestellt. Bei den Messungen des Volumenstrom-Druck-Verhaltens im Stufenkolben ist die Leckage bei den Untersuchungen mit Benzin als Fördermedium auffallend. Bei den anderen Medien ist ab einem Öffnungsdruck von ca. 1,12 bar ein näherungsweise linearer Zu-

sammenhang zwischen dem Druck und dem Volumenstrom zu erkennen, wie er auch bei der Simulation berechnet wurde.

5.2.2 Kolbenabdichtung

Die Abdichtung der relativ zueinander bewegten Bauteile der Hydraulik hat Auswirkungen auf den volumetrischen Wirkungsgrad. Für die Abdichtung des bewegten Stufenkolbens in der Kolbenführung gibt es verschiedene Möglichkeiten. In der Variante 1 der entwickelten Dosierpumpen wurde versucht, die Abdichtung der Arbeitsräume 1 und 2 über die Drosselwirkung des Spaltes zwischen Stufenkolben und Kolbenführung zu realisieren. Aufgrund von fertigungstechnischen Grenzen ist diese Art der berührungslosen Abdichtung in der „Zentifluidtechnik“ nur begrenzt einsetzbar. Als Alternative erfolgt bei den Varianten 2 und 3 die Abdichtung zwischen Stufenkolben und Kolbenführung mittels einer Stangendichtung. In Abbildung 5.9 ist nach [Haas 2006] ein Dichtspalt zwischen einem bewegten Stufenkolben und einer starren Kolbenführung mit einer berührenden Stangendichtung dargestellt. Im Spalt zwischen Stangendichtung und bewegtem Stufenkolben stellt sich eine eindimensionale Ringspaltströmung ein. Die Druckverteilung in x-Richtung kann nach

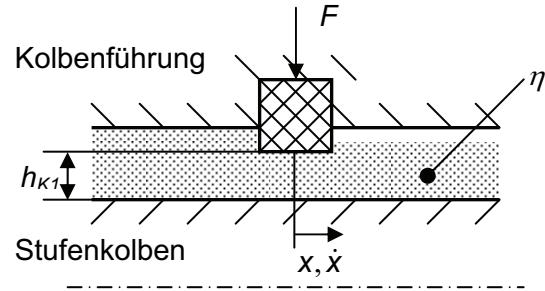


Abbildung 5.9: Dichtspalt

Abbildung 5.9 ist nach [Haas 2006] ein Dichtspalt zwischen einem bewegten Stufenkolben und einer starren Kolbenführung mit einer berührenden Stangendichtung dargestellt. Im Spalt zwischen Stangendichtung und bewegtem Stufenkolben stellt sich eine eindimensionale Ringspaltströmung ein. Die Druckverteilung in x-Richtung kann nach

$$\frac{d}{dx} \cdot \left(\frac{h_{K1}^3}{\eta} \cdot \frac{dp}{dx} \right) = 6 \cdot \dot{x} \cdot \frac{dh_{K1}}{dx} \quad (5.6)$$

berechnet werden. Nach Integration ergibt sich

$$\frac{h_{K1}^3}{\eta} \cdot \frac{dp}{dx} = 6 \cdot \dot{x} \cdot h_{K1} + C. \quad (5.7)$$

An der Stelle, an der $dp/dx = 0$ ist, wird die Spalthöhe mit h^* bezeichnet. Somit ergibt sich die eindimensionale Reynoldsgleichung zu

$$\frac{h_{K1}^3}{\eta} \cdot \frac{dp}{dx} = 6 \cdot \dot{x} \cdot (h_{K1} + h^*) \quad (5.8)$$

Sie beschreibt den Zusammenhang zwischen dem lokalen Druckgradienten dp/dx in Abhängigkeit von der lokalen Spalthöhe, der axialen Geschwindigkeit und der dynamischen Viskosität. Nach einer Integration der eindimensionalen Reynoldsgleichung über den Spalt h^* ergibt sich der Durchfluss durch den Ringspalt in x-Richtung mit der Spaltbreite b in Umfangsrichtung zu

$$\int_0^{h^*} \dot{x} \cdot dy = \frac{\dot{x}}{2} \cdot h^* = \frac{Q}{b}. \quad (5.9)$$

Nach Umformung der Gleichung 5.10 ergibt sich der Volumenstrom zu

$$Q = b \cdot \left(-\frac{h_{K1}^3}{12 \cdot \eta} \cdot \frac{dp}{dx} + \frac{\dot{x} \cdot h_{K1}}{2} \right). \quad (5.10)$$

Unter der Annahme, dass im Ringspalt zwischen zwei coaxialen, parallelachsigen Zylinderflächen die Spalthöhe konstant ist, der Durchmesser wesentlich größer als die Spalthöhe ist, d.h. der Unterschied zwischen Außen- und Innendurchmesser vernachlässigt werden kann, ergibt sich eine Strömung in einem quasi ebenen Spalt mit einer Spaltbreite $b = \pi \cdot d_{K1}$ und einer axialen Länge L_{Spalt} .

Herrscht am Spalteingang der Druck p_1 und am Spaltende ein Druck p_2 , gilt

$$\frac{dp}{dx} = \frac{p_2 - p_1}{L_{Spalt}} = \frac{-\Delta p}{L_{Spalt}}. \quad (5.11)$$

Gleichung 5.11 in Gleichung 5.10 eingesetzt, ergibt den Leckvolumenstrom

$$Q = \pi \cdot d \cdot \left(\frac{h_{K1}^3 \cdot \Delta p}{12 \cdot \eta \cdot L_{Spalt}} + \frac{\dot{x} \cdot h_{K1}}{2} \right), \quad (5.12)$$

der bei festen Wänden ($\dot{x} = 0$) nach [Murrenhoff 2005] übergeht in

$$Q = \frac{\pi \cdot d_{K1} \cdot h_{K1}^3}{12 \cdot \eta \cdot L_{Spalt}} \cdot \Delta p. \quad (5.13)$$

Neben den geometrischen Größen Spalthöhe und Länge hängt nach Gleichung 5.13 der Leckvolumenstrom auch noch von der dynamischen Viskosität des Mediums ab. Die dynamische Viskosität ist stark von der Temperatur abhängig. Bestimmt wird die dynamische Viskosität aus der kinematischen Viskosität. In Gleichung 5.14 ist der Zusammenhang zwischen dynamischer und kinematischer Viskosität dargestellt

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}. \quad (5.14)$$

Die kinematischen Viskositäten wurden für die zu fördernden Medien bei verschiedenen Temperaturen gemessen. Nach [Große 1962] kann die Viskosität für andere Temperaturen mit

$$\lg[\lg(\nu + 0,8)] = M \cdot (\lg T_1 - \lg T) + \lg[\lg(\nu_1 + 0,8)] \quad (5.15)$$

berechnet werden. In der Gleichung steht M für eine charakteristische Konstante, die nach der Gleichung 5.15 aus zwei bekannten kinematischen Viskositäten mit den entsprechenden Temperaturen berechnet wird. Die Gleichung gilt für einen Temperaturbereich zwischen 0 °C und 200 °C.

In Abbildung 5.10 sind die Ergebnisse der Untersuchungen zur kinematischen Viskosität der Kraftstoffe zusammengestellt. Dabei wurden die kinematischen Viskositäten mit einem Fallviskosimeter nach Höppler in einer Kälte- und Wärmetestkammer ermittelt. Für die Berechnung der dynamischen Viskosität wird die Dichte des Fördermediums mit dem Coriolis-Durchflussmesser des Komponentenprüfstandes bestimmt.

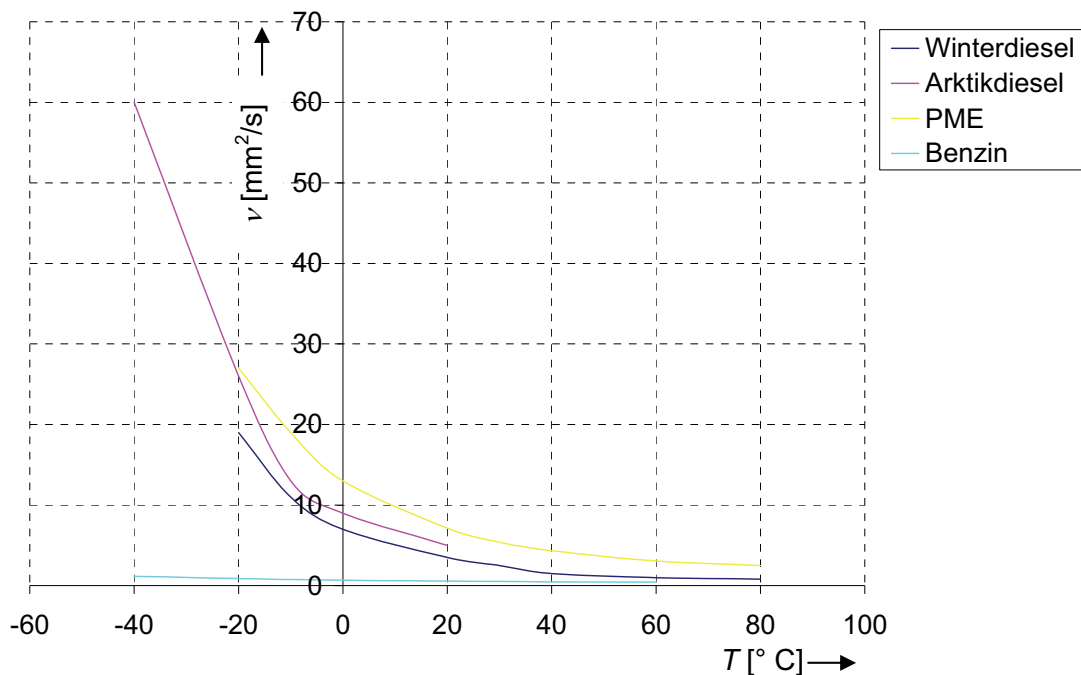


Abbildung 5.10: Kinematische Viskosität

Für die Bestimmung der Leckvolumenströme wurden bei der Variante 1 der Außendurchmesser des Stufenkolbens und der Innendurchmesser der Kolbenführung mit dem Koordinatenmessgerät der Firma /27/ vermessen. Es wurde ein mittlerer Radialspalt von ca. 20 μm zwischen dem Innen- und Außendurchmesser ermittelt.

Die Höhe des Spaltes zwischen der Stangendichtung und dem Stufenkolben ist von verschiedenen Parametern abhängig. In Gleichung 5.13 wird von starren Wänden ausgegangen. Bei den verwendeten Stangendichtungen kommt es aufgrund der Druckbeaufschlagung der elastischen Stangendichtungen zu einer Veränderung der Spalthöhe. Die Form des Dichtspaltes wird auf Basis der inversen Theorie der hydrodynamischen Schmierung berechnet. Sie geht davon aus, dass sich der hydrodynamische Druckverlauf so einstellt, dass an jeder Stelle der Flüssigkeitsdruck im Spalt gleich groß ist wie die lokale Dichtungspressung. Diese Dichtungspressung entsteht durch die Verformung der Stangendichtung beim Einbau. Aufgrund der konstruktiven Gestaltung der Stangendichtung wird ein Flüssigkeitsfilm bei der Bewegung des Stufenkolbens im Spalt zwischen Stufenkolben und Stangendichtung erzeugt. Dieser Flüssigkeitsfilm sorgt aufgrund der Schmierung der Kontaktfläche zwischen Stufenkolben und Stangendichtung für eine erhöhte Lebensdauer der Stangendichtung. Typische Spalthöhen liegen zwischen 0,1 μm und 1 μm , womit sie um das 20fache kleiner sind als der Dichtspalt der Variante 1. Somit ergibt sich bei gleicher Spaltlänge und -breite sowie den gleichen Druckverhältnissen in den Arbeitsräumen ein bis zu 8000fach geringerer Leckölstrom. Dieses ist besonders für das Ansaugverhalten und die Druckstabilität auf der Druckseite vorteilhaft.

5.3. Simulation des elektromagnetischen Systems

Für den Antrieb des Stufenkolbens der Dosierpumpe wird ein elektromagnetischer Reluktanzantrieb verwendet. Diese Antriebsart bietet den Vorteil eines einfachen mechanischen Aufbaus, wobei die Energieübertragung ohne Übertragungselemente erfolgt. Für den Antrieb des Stufenkolbens wird an die Spule eine Spannung angelegt, wodurch ein elektrischer Strom zu fließen beginnt. Um den stromdurchflossenen Leiter bildet sich ein magnetisches Feld aus, das durch den magnetischen Kreis der Dosierpumpe fließt. Der magnetische Kreis enthält zwei große Widerstände. Zum einen ist im Arbeitsraum 1 ein Aluminiumring eingebracht, der aufgrund seiner physikalischen Eigenschaften ein deutlich schlechterer magnetischer Leiter ist als die restlichen Komponenten des magnetischen Kreises. Zusätzlich gibt es im Arbeitsraum 1 einen Luftspalt zwischen Stufenkolben und der Ankerplatte, der ähnliche magnetische Eigenschaften besitzt wie der Aluminiumring. Da sich der Stufenkolben bewegen kann, ist das magnetische Feld bestrebt, den durch den Luftspalt bedingten Widerstand zu verkleinern. Somit wird der Stufenkolben in Richtung der Saugseite der Dosierpumpe gezogen. Ausschlaggebend für das Förderverhalten der Dosierpumpe sind die Größe und der Verlauf der magnetischen Kraft, die bestimmt wird durch den elektrischen und den magnetischen Kreis der Dosierpumpe.

5.3.1 Elektrischer Kreis

Die Dosierpumpe wird vom Dosierpumpensteuergerät mit einer Rechteck- oder PWM-Spannung versorgt. Unabhängig von der Ansteuerart der Dosierpumpe erzeugt die Spannung ein magnetisches Feld. Nach [Kallenbach 2003] wird die konstruktive Ausführung des Stufenkolbens mit dem magnetischen Kreis der Dosierpumpe auch als Topfmagnet mit einem Tauchanker bezeichnet. Für den elektrischen Strom stellt die Spule eine Kombination aus einem Ohmschen Widerstand und einer Induktivität dar. Der Ohmsche Widerstand bestimmt die Spannung, die erforderlich ist, um einen bestimmten elektrischen Strom durch die Spule fließen zu lassen.

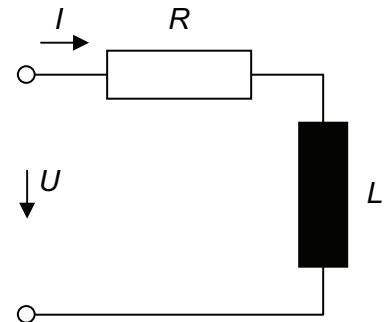


Abbildung 5.11: Elektrisches Ersatzschaltbild

Die Induktivität stellt die Beziehung zwischen magnetischem Fluss und dem durch den Leiter fließenden elektrischen Strom her. Daraus lässt sich ein vereinfachtes elektrisches Ersatzschaltbild für eine stromdurchflossene Spule aufstellen, siehe Abbildung 5.11.

Nach [Kuchling 1996] gilt für die elektrische Spannung im elektrischen Kreis

$$U - R \cdot I - L \cdot \frac{dI}{dt} = 0. \quad (5.16)$$

Dabei steht U für die Spannung an den Klemmen und $R \cdot I$ für die Spannung, die über den Ohmschen Widerstand der Spule abfällt. Der dritte Term der Gleichung steht für den induktiven Teil der Spule.

Die Lösung der Differentialgleichung 5.16 lautet

$$I = \frac{U}{R} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right) \quad (5.17)$$

mit der Zeitkonstante τ

$$\tau = \frac{L}{R}. \quad (5.18)$$

Die Dosierpumpe wird im Fahrzeug von der Fahrzeugbatterie mit Spannung versorgt. Bei den Untersuchungen im Komponentenprüfstand dient ein Labornetzteil zur Versorgung der Dosierpumpe. Die Spannung der Fahrzeugbatterie bzw. des Labornetzteils steigt beim Einschalten näherungsweise sprunghaft an. Nach Gleichung 5.17 eilt der Strom der Spannung abhängig vom Quotienten aus der Induktivität und dem Spulenwiderstand der Spannung nach. Es handelt sich um ein Verzögerungsglied 1. Ordnung.

Im Strom- und Spannungsverlauf der DP40 sowie der neu entwickelten Varianten 1, 2 und 3 ist ein charakteristisches Absinken des Stromes kurz vor Erreichen des Maximalstromes zu erkennen. Infolge der Bewegung des Stufenkolbens in Richtung Saugseite wird in der Spule der Dosierpumpe eine Spannung induziert. Die induzierte Spannung ist entgegengesetzt zur Speisespannung der Batterie bzw. des Labornetzteiles gerichtet und sorgt damit für das Absinken des Stromes. Erreicht der Stufenkolben die Ankerplatte der Dosierpumpe, ist die induzierte Gegenspannung maximal. Der folgende Stromanstieg markiert den Anschlag des Stufenkolbens. Der Strom erreicht anschließend sein Maximum. Dieser Maximalwert des Stromes ist durch den Ohmschen Widerstand der Spule begrenzt. Wird die Spannung der Spule abgeschaltet, fällt der Strom ab und es wird eine Gegenspannung in der Spule induziert.

5.3.2 Magnetischer Kreis

In Anlehnung zur Betrachtung des elektrischen Kreises der Dosierpumpe kann für den magnetischen Kreis ebenfalls ein Ersatzschaltbild aufgestellt werden. In Abbildung 5.12 ist das magnetische Ersatzschaltbild der Dosierpumpe dargestellt. Der magnetische Kreis besteht aus dem magnetischen Widerstand R_{me} , der durch die Eisenteile im magnetischen Kreis hervorgerufen wird, und dem Widerstand R_{mL} , der durch den Luftspalt zwischen Stufenkolben und dem Anschlag auf der Saugseite entsteht. Dabei ist der Widerstand R_{mL} aufgrund der Bewegung des Stufenkolbens varia-

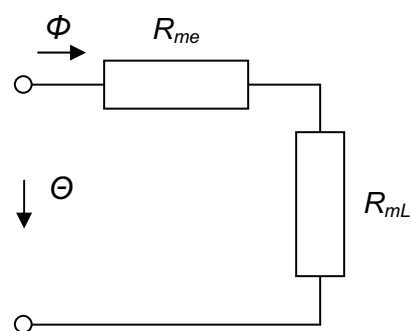


Abbildung 5.12: Magnetisches Ersatzschaltbild

bel. In der Literatur werden verschiedene Wege zur analytischen Berechnung des magnetischen Kreises vorgestellt. So wird nach [Kallenbach 2003] die Kraft eines Magneten auf einen Körper als Hüllenintegral des Maxwell'schen Spannungstensors T_{max} als

$$F_{mag} = \oint_A T_{max} \cdot dA \quad (5.19)$$

berechnet. Eine weitere Möglichkeit zur Berechnung des statischen Verhaltens eines magnetischen Kreises wird in [Isermann 1999] vorgestellt. Dabei wird die Magnetkraft aus der magnetischen Energie des Magneten berechnet. Die Kraft bei maximalem Luftspalt ergibt sich danach zu

$$F_{mag} = \frac{1}{2} \cdot \frac{B^2}{\mu_0} \cdot A \quad (5.20)$$

und die Kraft des Magneten bei minimalem Luftspalt zu

$$F_{mag} = \frac{\Theta^2}{2} \cdot \frac{1}{\left(\frac{\mu_0 \cdot A}{\mu_r \cdot A} \right)^2} \quad (5.21)$$

Die exakte Berechnung des Magnetfeldes und der resultierenden magnetischen Kraft ist aufwendig. Änderungen an der Geometrie des Ankers und des magnetischen Kreises der Dosierpumpe wirken sich stark auf den Verlauf und die Größe der resultierenden Kraft aus. Um eine genaue Aussage über die magnetische Kraft zu erhalten, wurde mit Hilfe der Finiten Elemente Methode eine numerische Simulation durchgeführt.

Zu Beginn der Simulation wird die 3-D-Geometrie der Dosierpumpe so weit wie möglich vereinfacht. In Abbildung 5.13 ist das vereinfachte Modell der Variante 3 sowie dessen Vernetzung dargestellt.

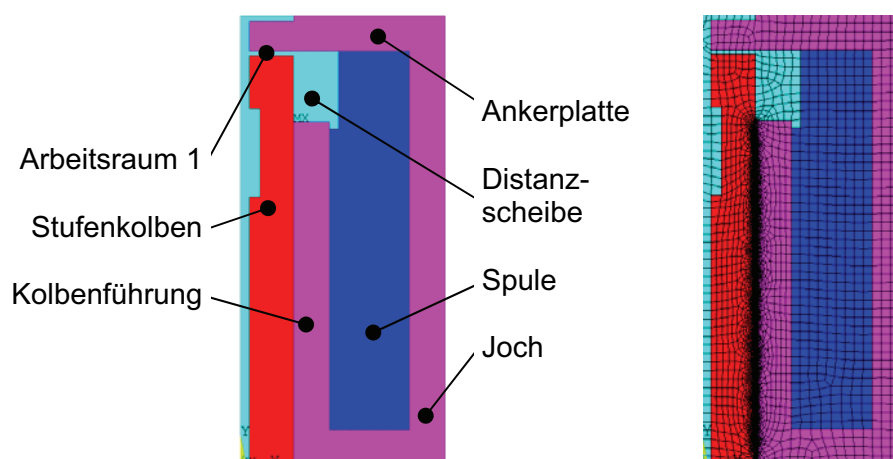


Abbildung 5.13: FEM-Modell Variante 3

Da die Dosierpumpe aus rotationssymmetrischen Bauteilen aufgebaut ist und die Spule koaxial zum Stufenkolben liegt, kann zur Berechnung der magnetischen Kraft ein zweidimensionales Modell der Dosierpumpe verwendet werden. Das Modell besteht aus vier

separaten Flächen. Dabei charakterisieren die unterschiedlichen Farben der Fläche einzelne physikalische Eigenschaften der Bauteile. Die Distanzscheibe besteht aus einer Aluminiumlegierung mit der Werkstoffnummer 3.1645. Die Permeabilität dieser Aluminiumlegierung ist ähnlich der Permeabilität der Luft im Arbeitsraum 1. Aus diesem Grund wurden der Distanzscheibe die gleichen physikalischen Eigenschaften wie dem Luftspalt im Arbeitsraum 1 zu gewiesen.

Für den Stufenkolben, die Kolbenführung, die Ankerplatte und das Joch der Dosierpumpe wurden im Laufe des Entwicklungsprozesses unterschiedliche weichmagnetische Werkstoffe verwendet. Unter anderem wurden das Reineisen RFe 60 mit der Werkstoffnummer 1.1014 und eine Kobalt-Eisenlegierung mit dem Handelsnamen VACOFLUX 50 nach IEC 404-8-6 F11 für die oben genannten Bauteile eingesetzt.

In Abbildung 5.14 ist der Zusammenhang zwischen der magnetischen Flussdichte B und der magnetischen Feldstärke H der beiden verwendeten Werkstoffe dargestellt. Die magnetische Flussdichte und die magnetische Feldstärke stehen in einem nichtlinearen Zusammenhang. Es kommt mit zunehmender Feldstärke zur Sättigung im Material, d.h. bei einer weiteren Erhöhung der magnetischen Feldstärke kann die magnetische Flussdichte nicht über die Sättigung hinaus gesteigert werden. Der Sättigungsprozess ist materialabhängig.

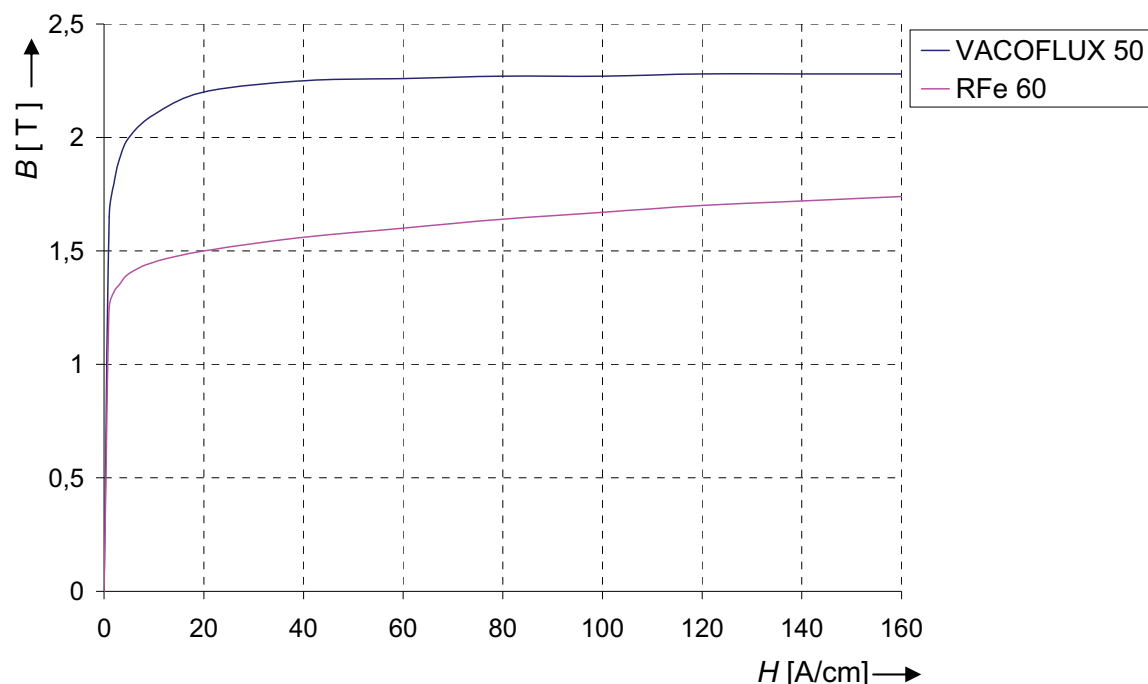


Abbildung 5.14: B/H-Kurve weichmagnetischer Werkstoff

Nach der Definition der Flächen werden die magnetischen Eigenschaften und die Elementtypen für das Modell der Dosierpumpe definiert. Als Elementtyp wird PLANE13 gewählt. Hierbei handelt es sich nach [Müller 1997] um 2-D-Elemente mit 4 Knoten und je 4 Freiheitsgraden. Durch Selektieren der entsprechenden Key-Option liegt ein 3-D-Modell durch die Ausnutzung der Symmetrie bezüglich der y-Achse vor. Dieser Elementtyp er-

laubt es, auch die nichtlinearen, magnetischen Stoffeigenschaften in die Berechnung einzubeziehen. Zunächst werden die Randbedingungen für die Elemente festgelegt. Unter anderem werden die Elemente des Stufenkolbens als die Komponenten deklariert, an denen die magnetischen Kräfte berechnet werden. Für die Elemente der Spule wird die Stromdichte J_s hinterlegt. Dabei definiert die Stromdichte J_s den durch die Spule fließenden Strom und kann nach

$$J_s = \frac{n \cdot I}{A_{Spule}} \quad (5.23)$$

berechnet werden. Dabei ergibt sich die Stromdichte J_s aus dem Quotienten der Wicklungsanzahl n , dem Strom I und der zylindrischen Kreisfläche A_{Spule} der Spule. Für die Berechnung der magnetischen Kraft wird der Solver MAGSOLV verwendet. Nach [Müller 1997] berücksichtigt dieser Solver die Nichtlinearitäten im magnetischen Kreis.

Aufgrund der großen Berührungsfläche zwischen dem Stufenkolben und der Kolbenführung kann das Magnetfeld ohne größere Behinderungen in den Stufenkolben fließen. Der Hauptteil der Feldlinien fließt über die Stirnseite des Stufenkolbens in Richtung Ankerplatte. Das Streufeld bzw. die Streufeldverluste im Bereich der Distanzscheibe und der Spule der Dosierpumpe sind im Vergleich zum Hauptfeld im Luftspalt minimal. Der dargestellte Verlauf der magnetischen Feldstärke und magnetischen Flussdichte stellt das im Rahmen der Antriebsauslegung erzielte Optimum für die Dosierpumpe dar. Hierzu wird auf die Untersuchung von [Sommerfeld 2009] verwiesen.

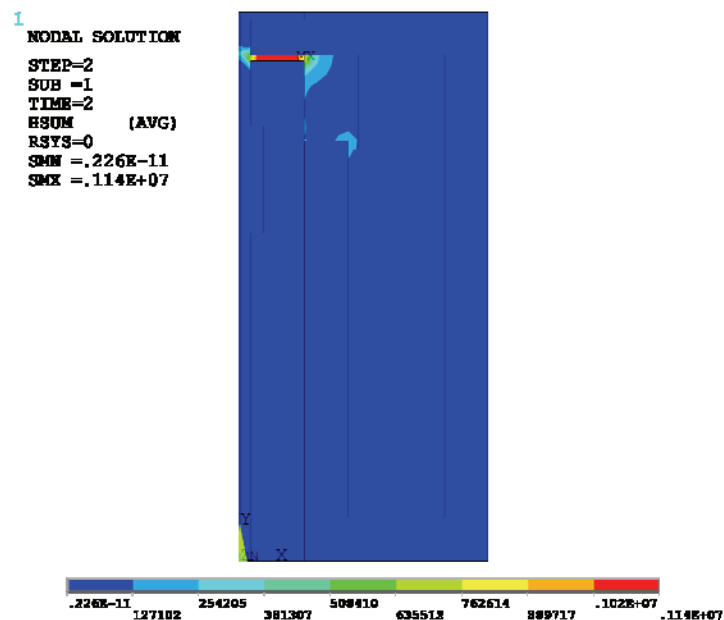


Abbildung 5.15: Magnetische Feldstärke H Variante 3

In Abbildung 5.15 und Abbildung 5.16 sind die magnetische Flussdichte B und die magnetische Feldstärke H der Variante 3 dargestellt.

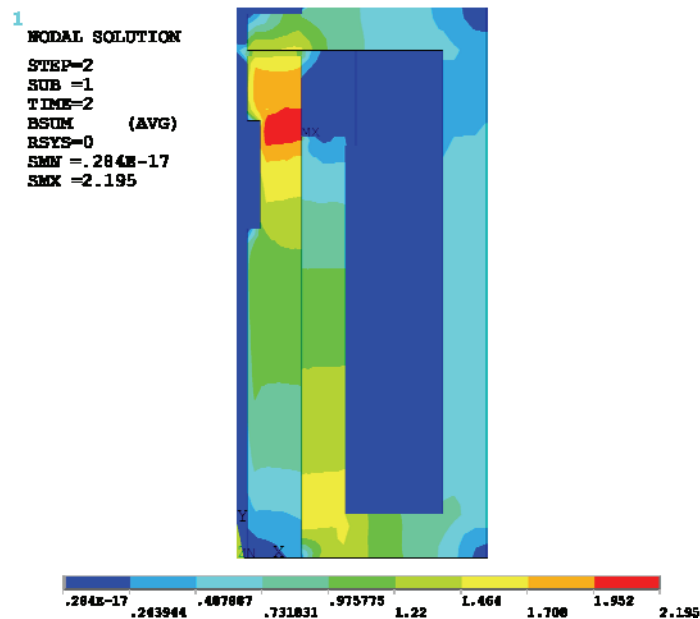


Abbildung 5.16: Magnetische Flussdichte B Variante 3

Die Simulation ergibt eine maximale Flussdichte B von 2,195 T und eine maximale Feldstärke H von 114 A/cm. Das Maximum der magnetischen Feldstärke wird im Luftspalt zwischen dem Stufenkolben und der Ankerplatte erreicht. Die Darstellung der Feldlinien zeigt, dass der Großteil des magnetischen Feldes vom Stufenkolben zur Ankerplatte gerichtet ist. Ein kleinerer Anteil des magnetischen Feldes geht durch die Spule und die Distanzscheibe. Durch die gewählte Anordnung der Distanzscheibe, die Form des Stufenkolbens und der Kolbenführung ist es gelungen, diese Streuverluste zu minimieren. Zusätzlich konnte die auftretende magnetische Feldstärke im Vergleich zur Variante 1, folglich Kapitel 7.2, betragsmäßig gesenkt werden. Da die für die Rückwärtsbewegung benötigte zylindrische Schraubendruckfeder in den Leckölraum der Dosierpumpe integriert ist, besitzt der Stufenkolben der Variante 3, folglich Kapitel 7.4, eine wesentlich größere Stirnfläche im Vergleich zum Stufenkolben der Variante 1. Damit ergibt sich eine größere Fläche, die für das magnetische Feld genutzt werden kann. Zusätzlich liegt der Stufenkolben der Variante 3 dichter an der Ankerplatte als bei der Variante 2, folglich Kapitel 7.3. Somit ergibt sich eine größere magnetische Kraft.

In der Abbildung 5.16 ist ein ausgedehntes Gebiet mit einer magnetischen Flussdichte von über 1,7 T vorhanden. Dies bedeutet, dass dort das Material RFe60 in die Sättigung geht, d.h. die magnetische Flussdichte B kann nicht mehr im gleichen Maße gesteigert werden wie in den Regionen mit einer geringeren Flussdichte. Beim VACOFLUX 50 liegt die Sättigungsflussdichte entsprechend Abbildung 5.14 höher, weshalb sich dieser Werkstoff für den magnetischen Kreis der Dosierpumpe besser eignet.

Um die durch die Spule und den magnetischen Kreis der Dosierpumpe erzeugte magnetische Kraft zu ermitteln, werden bei der Variante 3, parallel zur Berechnung, die Kolbenkraft und der Kolbenhub gemessen. Wie bei der Simulation wird die Magnetkraft statisch

ermittelt. Die beschriebenen Einflüsse der Selbstinduktion auf das magnetische Feld wurden bei der Simulation und der Messung der Magnetkraft vernachlässigt. Für die Messung des Kolbenhubes wurde der Triangulationssensor optoNCDT ILD1400-10 und für die Ermittlung der magnetischen Kraft der Biegebalkenkraftsensor AOBUH D06 eingesetzt.

In Abbildung 5.17 ist der Messaufbau zur Ermittlung der magnetischen Kraft dargestellt. Die Dosierpumpe wird in einem Montagegehäuse mit Hilfe eines Präzisionsschraubstockes auf einer Trägerplatte gehalten. Der Triangulationssensor ist fest auf der Trägerplatte verschraubt, so dass eine Verschiebung des Kolbens relativ zur Trägerplatte erfasst werden kann. Der Biegebalkenkraftsensor ist einerseits fest mit dem Stufenkolben der Dosierpumpe und andererseits über eine Linearführung lose mit einer Feinmessschraube verbunden. Die Linearführung ist auf der Trägerplatte parallel zur Mittelachse des Stufenkolbens aufgebaut.

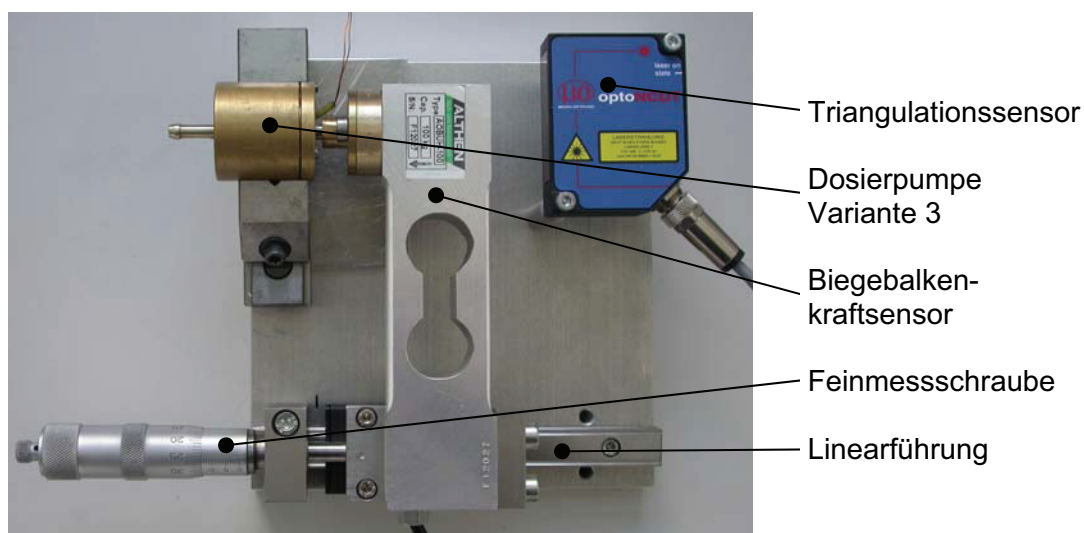


Abbildung 5.17: Messaufbau Magnetkraft

Durch die Verstellung der Feinmessschraube kann über den Biegebalkenkraftsensor der Hub des Stufenkolbens variiert werden, der durch den Triangulationssensor erfasst wird. Wird die Spule bestromt, zieht die Magnetkraft den Stufenkolben in Richtung der Ankerplatte. Beide Messsignale werden als Spannungssignale der Messwerterfassung zugeführt und entsprechend ausgewertet.

In der Abbildung 5.18 sind die Ergebnisse der Untersuchungen der magnetischen Kraft der Variante 3 und die Simulationen der magnetischen Kraftverläufe der Varianten 1, 2 und 3 dargestellt. Die simulierten Kraftverläufe der Variante 3 entsprechen weitgehend dem gemessenen Kraftverlauf. Die Abweichung des simulierten Kraftverlaufes wird von Inhomogenitäten im Material und geometrischen Abweichungen der angefertigten Bauteile der Dosierpumpe verursacht. Bei der Variation der Stromdichte der Spule wurden ähnliche Ergebnisse ermittelt.

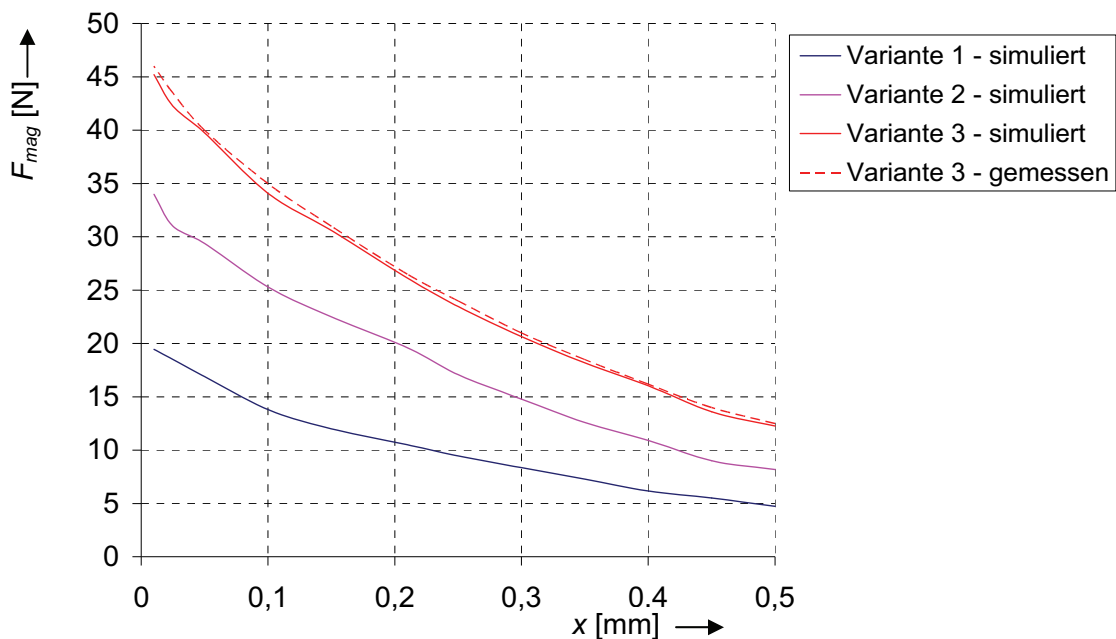


Abbildung 5.18: Simulierte und gemessene Magnetkraft

Offensichtlich erzeugt die Variante 3 bei gleicher Stromdichte J_s die größte magnetische Kraft. Ursache hierfür sind die Form und Gestalt der Komponenten des magnetischen Kreises sowie des Werkstoffes.

5.4 Simulation des mechanischen Systems

Das elektromagnetische Feld der Spule der Dosierpumpe erzeugt eine Kraft, die auf den Stufenkolben wirkt und diesen in Richtung Ankerplatte zieht. Dabei wirken der magnetischen Kraft die Federkraft, die Trägheitskräfte und die hydraulischen Kräfte entgegen.

Für die Bestimmung der Federkennlinien werden verschiedene Wege beschritten. Der Kraftverlauf der Kolbenfeder wird analytisch und der Kraftverlauf des Einlassventils mit Hilfe einer Finiten-Element-Analyse bestimmt.

Nach [Meissner 1988] lässt sich die Kraft einer zylindrischen Schraubendruckfeder aus dem linearen Zusammenhang der Federsteifigkeit c , des Federweges s und der Feder Vorspannung F_{vorsp} nach

$$F_{DF}(s) = c \cdot s + F_{vorsp} \quad (5.24)$$

berechnen.

Im Vergleich zu einer zylindrischen Schraubendruckfeder kann mit einer Tellerfeder eine lineare, progressive oder degressive Federkraftkennlinie erzeugt werden. So besteht zum Beispiel die Möglichkeit, über die Wahl der Federgeometrie die Vorspannkraft und die für den Rückhub benötigte Federkraft an die erzeugte Magnetkraft anzupassen. Die Vorspannkraft sollte möglichst hoch sein und der Kraftverlauf über dem Hub der Tellerfeder einen geringen Anstieg aufweisen. Somit ist gewährleistet, dass beim Rückhub des Stufenkolbens durch die Federkraft der gewünschte Druck auf der Druckseite der Do-

sierpumpe erzeugt wird. Dabei müssen die Federvorspannung und die magnetische Kraft auf den gewünschten Druck auf der Druckseite ausgelegt werden. Nach [Meissner 1988] lässt sich die Federkraft einer Tellerfeder zu

$$F_{TF}(s) = \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{h_t^4}{K_1 \cdot d_a^2} \cdot \frac{s}{h_t \cdot \left[\left(\frac{h_L - s}{h_t} \right) \cdot \left(\frac{h_L - s}{h_t} - \frac{s}{2 \cdot h_t} \right) + 1 \right]} \quad (5.25)$$

berechnen. Dabei ist h_t die Materialstärke, h_L die ungespannte Länge minus der Materialstärke h_t und d_a der Außendurchmesser der Tellerfeder. Die geometrische Konstante K_1 bestimmt sich nach

$$K_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{(\delta - 1)}{\delta} \right)^2}{\left(\frac{\delta + 1}{\delta - 1} - \frac{2}{\ln \delta} \right)} \quad (5.26)$$

mit $\delta = d_a / d_i$. In Abbildung 5.19 sind verschiedene Federkräfte über dem Kolbenhub s_K dargestellt. Dabei befindet sich der Stufenkolben bei $s_K = 0$ an der Ankerplatte, der Luftspalt zwischen Stufenkolben und Ankerplatte ist minimal.

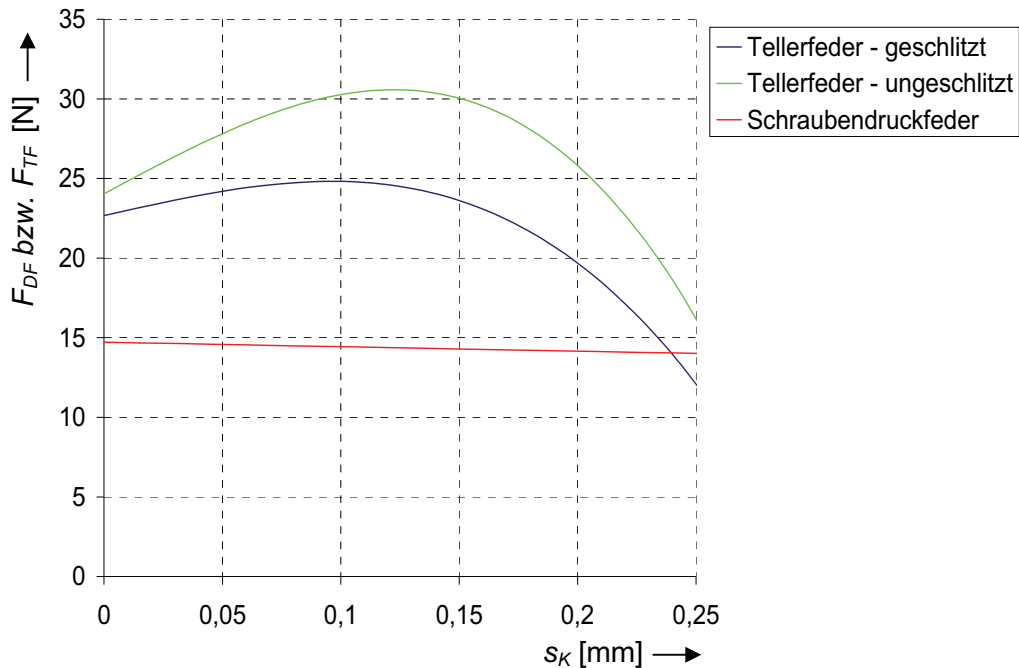


Abbildung 5.19: Analytisch berechnete Federkraft

Die Federkraft der Zylinderdruck- bzw. Tellerfeder ist über dem Hub s des Stufenkolbens dargestellt. Bei der Berechnung der Kraftverläufe wurde eine Vorspannkraft von ca. 14 N gewählt, um den gewünschten Druck auf der Druckseite bei der Rückbewegung des Stufenkolbens zu erreichen. Als zylindrische Schraubendruckfeder wurde die VD-127B der Firma /9/ für die Variante 3 verwendet. Für die anderen Varianten wurden abhängig von der erzeugbaren magnetischen Kraft andere Federn eingesetzt. Die Federkonstante der VD-127B liegt bei $c = 2,427 \text{ N/mm}$. Die dargestellten Federkraftkennlinien wurden mit Tel-

lerfedern erzielt, die einen Außendurchmesser von 6 mm und eine Innendurchmesser von 2,4 mm haben. Dafür wurden u.a. als Material die Kupfer-Beryllium-Legierung und Edelstahl mit einer Materialstärke von 100 µm bis 180 µm verwendet.

Aus konstruktiven Gründen wurde für die Kolbenventilfeder eine Kegeldruckfeder eingesetzt. Nach [Meissner 1988] ergibt sich für die Berechnung einer Kegeldruckfeder der folgende Zusammenhang:

$$c_{KV} = \frac{F_{KV}}{s} = \frac{G \cdot d_{Draht}^4}{16 \cdot n_{Feder} \cdot (r_1 + r_2) \cdot (r_1^2 + r_2^2)} \quad (5.27)$$

Für die Simulation des Kräftegleichgewichtes der Dosierpumpe sind die Eigenfrequenzen der verwendeten Ventile von Interesse. Die Eigenfrequenz des Kolbenventils kann nach

$$f_{0KV} = \frac{\sqrt{\frac{c_{KV}}{m_{KV}}}}{2 \cdot \pi} \quad (5.28)$$

berechnet werden. Dabei ergibt sich für eine Kugel mit einer Masse m_{Kugel} von 0,00921 g und einer Federsteifigkeit der Kegeldruckfeder c_{KV} von 0,3 N/mm eine Eigenfrequenz von 908 Hz.

Für die Bestimmung der Federkraft, der Federkonstante und der Eigenfrequenz des Plattenventils wurde eine numerische Simulation mit Hilfe der Finiten-Element-Methode erstellt. Aufgrund der komplexen Geometrie der Plattenventile ist die FE-Rechnung für die Berechnung der mechanischen Eigenschaften erforderlich. In Abbildung 5.20 sind ein 3-D-Modell sowie die vernetzte Struktur des Plattenventils dargestellt.

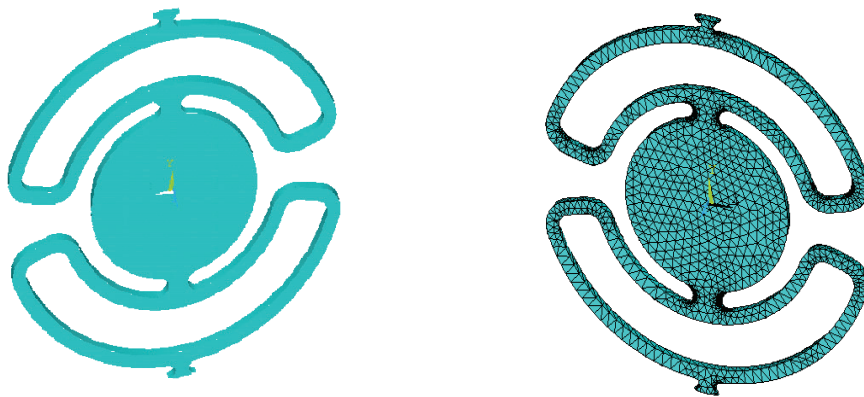


Abbildung 5.20: FEM-Modell Plattenventil

Bei der Modellierung werden nur die Federelemente und die Ventilklappe des Plattenventils berücksichtigt. Die restlichen Teile des Plattenventils werden infolge der Einbaubedingungen nicht verformt. Nach Gleichung 5.5 lässt sich die maximale Federkraft als Strömungswiderstandskraft einer ebenen Scheibe in einem Freistrahle berechnen. Ebenso wie beim Kolbenventil herrscht am Plattenventil eine durchschnittliche Kolbengeschwindigkeit von ca. 900 mm/s. Die somit berechnete Strömungswiderstandskraft der

Ventilklappe wird als Randbedingung für die Berechnung der Ventilklappe angenommen. Die Einspannung wurde als Festlager definiert.

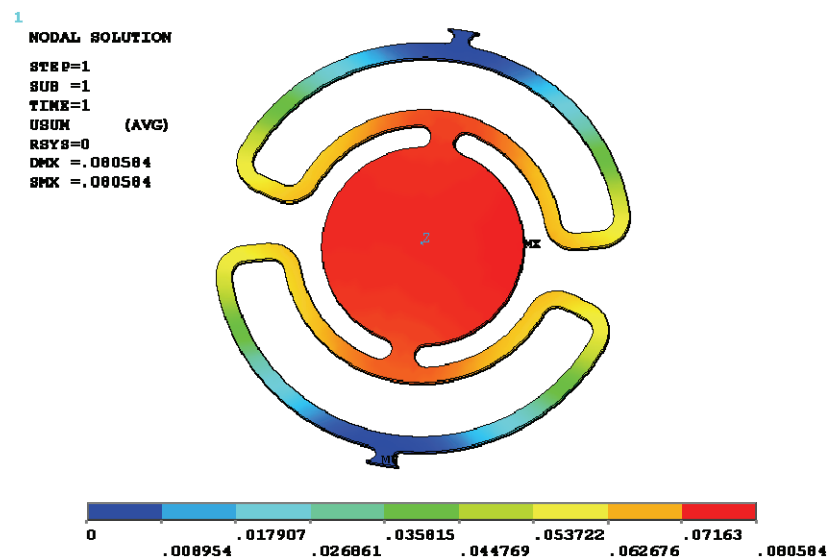


Abbildung 5.21: Verschiebungen Plattenventil

In Abbildung 5.21 ist beispielhaft die Verschiebung und in Abbildung 5.22 sind die auftretenden Spannungen am Plattenventil dargestellt.

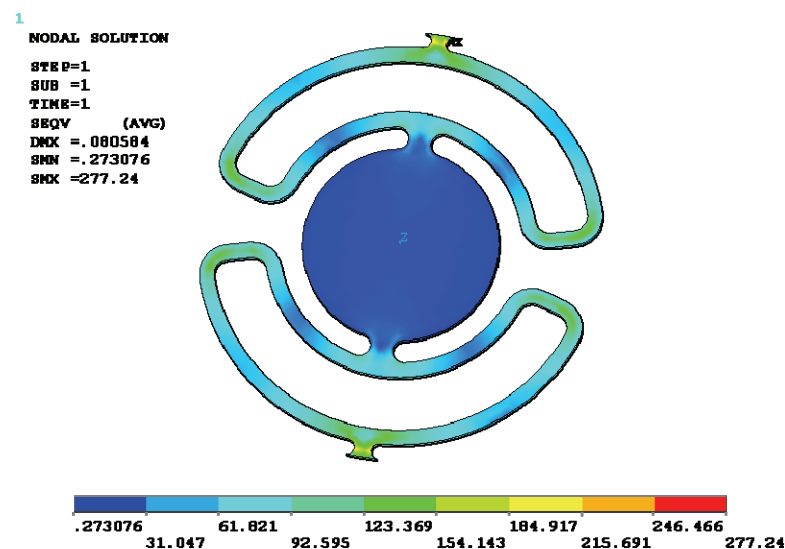


Abbildung 5.22: Spannungen Plattenventil

Bei einer Verschiebung des Plattenventils um 0,080584 mm ergibt sich in den Federelementen eine Spannung von bis zu 277,24 N/mm².

Für die Berechnung der Eigenfrequenz des Plattenventils wurden die gleichen Berechnungsschritte wie bei der Berechnung zur Verschiebung und Spannung verwendet. Nach dem Import der Geometrie wurde die Geometrie vernetzt und die für die Berechnung notwendigen Randbedingungen, wie Material und Lagerstellen, definiert. Mit dem Block Lancosz Lösungsalgorithmus wurden die ersten sieben Eigenfrequenzformen des Plat-

tenventils ermittelt. Dabei liegen die erste Eigenfrequenz bei 2424 Hz, die zweite Eigenfrequenz bei 3593 Hz und die dritte Eigenfrequenz bei 4983 Hz. Somit ist die Eigenfrequenz des Plattenventils betragsmäßig wesentlich größer als die Förderfrequenz der Dosierpumpe.

Um die Rechnungsergebnisse zu überprüfen, wurde die Auslenkung des Plattenventils in Abhängigkeit von der Kraft gemessen. Für die rückwirkungsfreie Ermittlung der Auslenkung wurde der Triangulationssensor optoNCDT ILD1400-10 verwendet.

Für die Untersuchungen wurden die in Abbildung 5.20 dargestellten Plattenventile aus der Kupfer-Beryllium-Legierung und Edelstahl verwendet. In Abbildung 5.23 sind die Ergebnisse der Untersuchungen des Plattenventils dargestellt. Aufgrund der unterschiedlichen Materialeigenschaften der Kupfer-Beryllium-Legierung und der gewählten Edelstahlsorte ergeben sich die unterschiedlichen Federraten der Plattenventile.

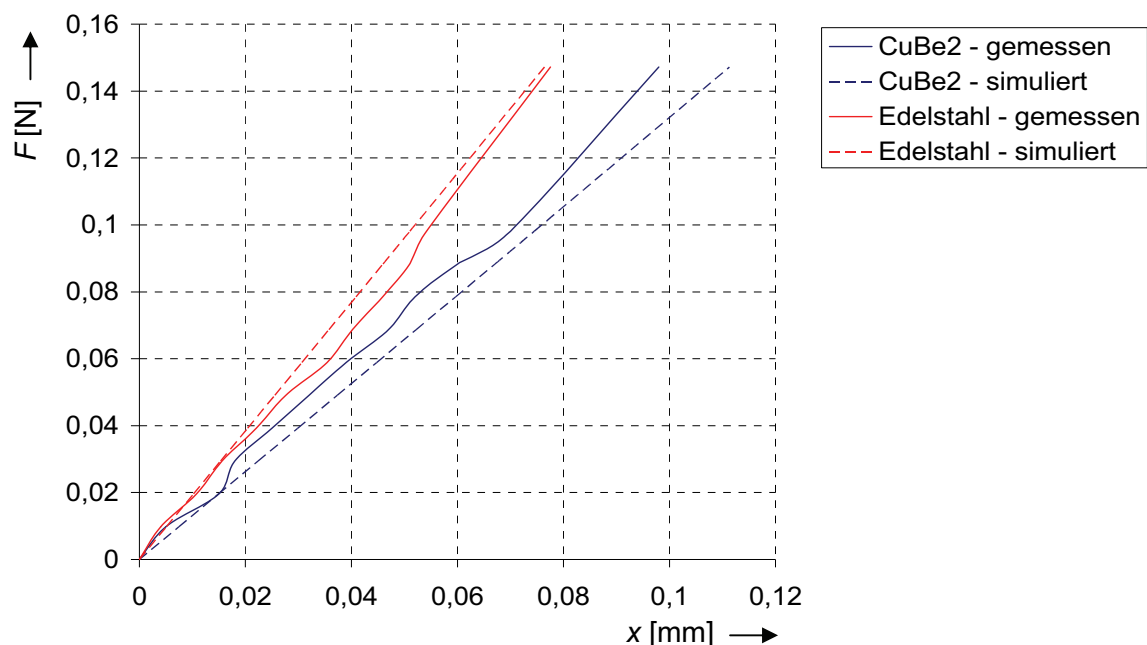


Abbildung 5.23: Ergebnisse Untersuchung Plattenventil

Im praktischen Einsatz hat sich die Kupfer-Beryllium-Legierung als vorteilhaft erwiesen. Neben den dargestellten günstigen Federeigenschaften kann dieses Material auch besser mit dem Mikrolaserstrahlschneiden bearbeitet werden als die Edelstahlvariante. Im Rahmen der Forschungsarbeit wurden eine Reihe weiterer Geometrienvarianten mit unterschiedlichen Materialienstärken entwickelt und charakterisiert. Die in Abbildung 5.20 dargestellte Ventilgeometrie stellt das Optimum dar.

5.5 Gesamtsystem

Ausgehend von den Einzelbetrachtungen zu den hydraulischen, elektromagnetischen und mechanischen Teilsystemen wird nachfolgend ein Vorschlag für eine Integration zum Gesamtsystem Dosierpumpe gemacht. Für den Hin- und Rückhub ergeben sich aufgrund der unterschiedlich wirkenden Kräfte bzw. Krafrichtungen zwei separate Kräftegleichgewichte am Stufenkolben.

Im Folgenden werden nach [Mutschler 1999] die Modellansätze und die Vernachlässigungen bei der Modellbildung dargelegt.

Modell der Druckerzeugung in den Arbeitsräumen

- Für die Berechnung des Druckes in den Arbeitsräumen 1 und 2 werden das durch das Einlassventil und Kolbenventil strömende Fördermedium sowie das sich ändernde eingeschlossene Fluidvolumen infolge der Bewegung des Stufenkolbens berücksichtigt.
- Bei dem geförderten Medium handelt es sich um einen inkompressiblen und homogenen Stoff, der frei von Lufteinschlüssen oder Fremdkörpern ist.

Vernachlässigungen beim Modell der Druckerzeugung in den Arbeitsräumen

- Bei der Modellierung der Druckerzeugung in den Arbeitsräumen wird auf die Darstellung von Kavitationserscheinungen im Fördermedium verzichtet. Aufgrund der unterschiedlichen physikalischen Eigenschaften der Fördermedien gestaltet sich die Berechnung und Modellierung der Kavitation als schwierig. Im Vergleich mit den anderen Kraftstoffen zeigt Benzin wegen seines niedrigen Dampfdrucks bereits bei sehr geringen Unterdrücken deutliche Kavitationserscheinungen. Im Gegensatz dazu besitzen die eingesetzten Dieselöle eine geringere Neigung zur Kavitation wegen des höheren Dampfdrucks.
- Temperaturerhöhungen im Fördermedium aufgrund von Drosselstellen an den Ventilen bzw. der Durchgangsbohrung im Stufenkolben werden vernachlässigt. Es werden isotherme Zustandsänderungen des Mediums zugrunde gelegt. Die Temperatur des Fördermediums ist gleich der Umgebungstemperatur der Dosierpumpe.
- Auf die Abbildung von Adhäsionskräften beim Anliegen der Ventilkörper am Ventilsitz wird verzichtet. Die vergleichsweise große Berührungsfläche des Plattenventils am Ventilsitz kann zu großen Adhäsionskräften führen, die sich negativ auf die benötigten Ventilöffnungszeiten und auf den erforderlichen Öffnungsdruck des Plattenventils auswirken.
- Die vorhandenen Undichtigkeiten zwischen Stufenkolben und Kolbenführung sowie im Kolben- und Einlassventil werden vernachlässigt.
- Die Elastizitäten der Arbeitsräume sowie der Leitungen werden vernachlässigt.

Die Eigenfrequenzen des Einlass- und Kolbenventils liegen nach Gleichung 5.28 und den FE-Untersuchungen am Plattenventil weit über der Förderfrequenz der Dosierpumpe. Die Eigenfrequenz f_{0EV} des Plattenventils beträgt 2424 Hz, die Eigenfrequenz f_{0KV} des Kolbenventils 908 Hz.

Da die Eigenfrequenzen um ein Mehrfaches höher als die Förderfrequenz von 25 Hz der Dosierpumpe ist, kann der Einfluss der Ventile vernachlässigt werden, d.h. die Dosierpumpe kann als massenbehaftetes Antriebssystem mit Dämpfung und Reibung betrachtet werden. Die massenbehafteten Teilsysteme haben damit ein PT1-Verhalten. In Kombination mit den im System befindlichen elektrischen und hydraulischen Induktivitäten kann für das Gesamtsystem Dosierpumpe von einem PT2-Verhalten ausgegangen werden, was durch die Messungen bestätigt wird.

Ziel der folgenden Betrachtungen des hydraulisch-mechanischen Systems ist es, den maximal erzeugbaren Förderdruck der Dosierpumpe zu bestimmen. In Abbildung 5.24 ist der Stufenkolben mit allen für die Ermittlung des Kräftegleichgewichtes notwendigen Größen der Variante 3 dargestellt.

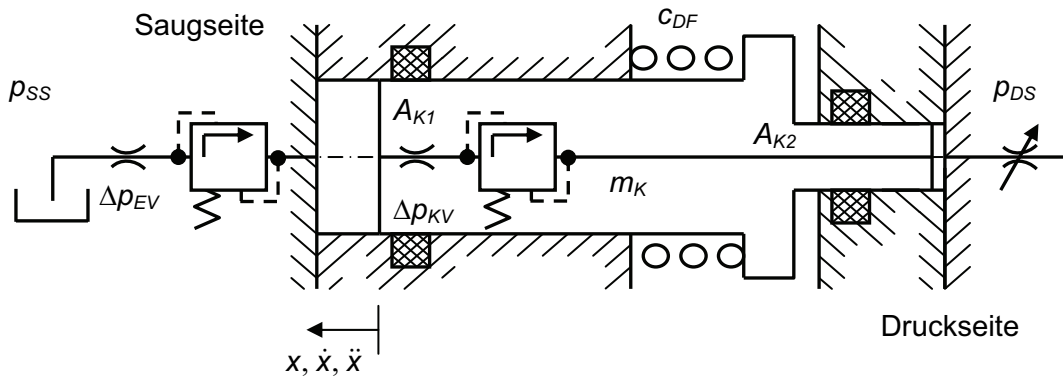


Abbildung 5.24: Kräftegleichgewicht Variante 3

Der Stufenkolben wird aufgrund der sich einstellenden magnetischen Kraft in Richtung Saugseite gezogen, wobei dieser Bewegung eine Anzahl von Reaktionskräften entgegen wirkt. Die Bewegung des Stufenkolbens und somit das resultierende Kräftegleichgewicht am Stufenkolben ergibt sich nach [Murrenhoff 2002] aus der Newton'schen Bewegungsgleichung zu

$$m_K \cdot \ddot{x} = \sum_{i=1}^k F. \quad (5.29)$$

Dabei steht der rechte Teil der Gleichung für die Summe der Kräfte, die auf den Stufenkolben wirken. Der linke Teil der Gleichung entspricht der Kraft die notwendig ist, um den Stufenkolben mit der Masse m_K mit der Beschleunigung \ddot{x} zu bewegen. Dieser Ansatz gilt für die Vorwärts- und Rückwärtsbewegung.

Die Summe der am Stufenkolben wirkenden Kräfte bei der Vorwärtsbewegung ergibt sich zu

$$\sum F = F_m(x) - F_{vorsp} - c_{DF} \cdot x - F_R + p_{DS} \cdot (A_{K1} - A_{K2}) + p_{SS} \cdot (A_{K1} - A_{K2}) - d \cdot \dot{x} - F_S(\dot{x}). \quad (5.30)$$

Bei der Rückwärtsbewegung wird die Magnetkraft $F_m(x) = 0$ und der saugseitige Druck ändert sich. Die Summe der am Stufenkolben wirkenden Kräfte ist bei der Rückwärtsbewegung

$$\sum F = -F_{vorsp} - c_{DF} \cdot x - F_R + p_{DS} \cdot A_{K2} + p_{SS} \cdot A_{K1} - d \cdot \dot{x} - F_S(\dot{x}) + p_{SS} \cdot (A_{K1} - A_{K2}). \quad (5.31)$$

In den Gleichung 5.30 und 5.31 steht F_R für die Summe der Coulomb'schen Reibkräfte und $d \cdot \dot{x}$ für die Summe der viskosen Reibkräfte, die entgegen der Bewegungsrichtung des Stufenkolbens wirken. Dabei setzt sich die Reibkraft anteilig aus der Coulomb'schen Reibung und einem Anteil aus der Newton'schen Reibung zusammen. Den betragsmäßig größten Anteil der Reibung liefert die kombinierte Haft- und Gleitreibung zwischen den Stangendichtungen und dem Stufenkolben in den Varianten 2 und 3 der Dosierpumpe. Bei Messungen wurde eine Losbrechkraft des Stufenkolbens in den Stangendichtungen von bis zu 4 N ermittelt. Somit ergibt sich für F_R

$$F_R = F_N \cdot \mu_R \cdot \text{sign}(\dot{x}) \quad (5.32)$$

Der Term $F_S(\dot{x})$ entspricht der Summe der Strömungskräfte in der Dosierpumpe, die entgegen der Bewegung des Stufenkolbens gerichtet sind. Sie entstehen im Einlassventil Δp_{EV} und im Kolbenventil Δp_{KV} aufgrund der Drosselwirkung in den Ventilen. Dabei gilt für die Vorwärtsbewegung des Stufenkolbens

$$F_S(\dot{x}) = \Delta p_{KV} \cdot A_{K1} + F_{WKV}(\dot{x}) \quad (5.33)$$

und für die Rückwärtsbewegung

$$F_S(\dot{x}) = \Delta p_{EV} \cdot A_{K1} + \Delta p_{KV} \cdot A_{K1} + F_{WEV}(\dot{x}) + F_{WKV}(\dot{x}). \quad (5.34)$$

Mit den Gleichungen 5.30 und 5.31, eingesetzt in die Gleichung 5.29, lässt sich der Förderdruck der Dosierpumpe bestimmen.

$$m_K \cdot \ddot{x} = F_m(x) - F_{vorsp} - c_{DF} \cdot x - F_R + p_{DS} \cdot (A_{K1} - A_{K2}) + p_{SS} \cdot (A_{K1} - A_{K2}) - d \cdot \dot{x} - F_S(\dot{x}), \quad (5.35)$$

$$m_K \cdot \ddot{x} = -F_{vorsp} - c_{DF} \cdot x - F_R + p_{DS} \cdot A_{K2} + p_{SS} \cdot A_{K1} - d \cdot \dot{x} - F_S(\dot{x}) + p_{SS} \cdot (A_{K1} - A_{K2}). \quad (5.36)$$

Um den Förderdruck p_{DS} der Dosierpumpe zu berechnen, werden die Gleichungen 5.35 und 5.36 nach p_{DS} umgestellt

$$p_{DS} = \frac{m_K \cdot \ddot{x} - F_m(x) + F_{vorsp} + c_{DF} \cdot x + F_R + d \cdot \dot{x} + F_S(\dot{x}) - p_{SS} \cdot (A_{K1} - A_{K2})}{A_{K1} - A_{K2}}, \quad (5.37)$$

$$p_{DS} = \frac{m_K \cdot \ddot{x} + F_{vorsp} + c_{DF} \cdot \dot{x} + F_R - p_{SS} \cdot A_{K1} + d \cdot \dot{x} + F_S(\dot{x}) - p_{SS} \cdot (A_{K1} - A_{K2})}{A_{K2}} \quad (5.38)$$

Die Widerstandskräfte sind stark von der Viskosität und somit von der Temperatur des Mediums in der Dosierpumpe abhängig und lassen sich rechnerisch nur unzuverlässig ermitteln. Gleiches gilt für die Reibung zwischen Stufenkolben und Stangendichtung bzw. die Dämpfung. Aufgrund des geringen Volumenstroms, der pro Hub durch den Stufenkolben gefördert wird, kann auf die Darstellung der Strömungskräfte und Dämpfung verzichtet werden.

Für die Auslegung der Dosierpumpe wird im Weiteren angenommen, dass die Reibung konstant über den Hub des Stufenkolbens ist. Dabei wird von einer resultierenden Reibkraft von 4 N ausgegangen.

Vereinfacht kann der Förderdruck p_{DS} dann nach

$$p_{DS} = \frac{m_K \cdot \ddot{x} - F_m(x) + F_{vorsp} + c_{DF} \cdot \dot{x} + F_R - p_{SS} \cdot (A_{K1} - A_{K2})}{A_{K1} - A_{K2}} \quad (5.39)$$

und

$$p_{DS} = \frac{m_K \cdot \ddot{x} + F_{vorsp} + c_{DF} \cdot \dot{x} + F_R - p_{SS} \cdot A_{K1} - p_{SS} \cdot (A_{K1} - A_{K2})}{A_{K2}} \quad (5.40)$$

berechnet werden. Der Stufenkolben der Variante 3 hat eine Masse von 5,4 g. Damit ergibt sich aus dem Produkt der Masse und der Verzögerung des Stufenkolbens eine vergleichsweise geringe Kraftkomponente.

Für die Berechnung des maximalen Förderdruckes ist die am Kolben wirkende Kraft in den Endlagen der Dosierpumpe entscheidend, d.h. beim Vorwärtshub die Kraft bei $s_k = 0,25$ mm und beim Rückhub die Kraft bei einem Kolbenhub $s_k = 0$ mm. Ist der Druck auf der Druckseite gleich oder größer als die Kraft an diesen Punkten, bewegt sich der Stufenkolben nicht mehr. Es kommt zu keiner Förderung.

Nach Gleichung 5.39 ergibt sich ein maximaler Förderdruck p_{DS} beim Vorwärtshub von 5,38 bar und nach Gleichung 5.40 beim Rückhub in Höhe von 6,11 bar. Damit ist der Druck beim Vorwärtshub maßgebend.

6. Fertigungsverfahren

Für die Herstellung der Dosierpumpebauteile werden neben den gängigen trennenden Fertigungsverfahren aus der Makrofluidtechnik auch Fertigungsverfahren aus der Mikrofluidtechnik verwendet, zum Beispiel das Mikrolaserstrahlschneiden. In diesem Kapitel werden die Verfahren und Prozesse beschrieben. Neu wurde ein Verfahren zum Travolieren von Bauteilen entwickelt, das zum Entgraten und Polieren der zuvor bearbeiteten Einzelteile eingesetzt wird.

6.1 Mikrobearbeitungszentrum

Für die Bearbeitung der Bauteile der „Zentrifluidtechnik“ steht am Lehrstuhl Getriebe-/Antriebstechnik der Universität Rostock ein Mikrobearbeitungszentrum der Firma /11/ zur Verfügung. In Abbildung 6.1 sind das Bearbeitungszentrum schematisch und der Einblick in den Arbeitsraum von der Bedienerseite der Anlage aus dargestellt.

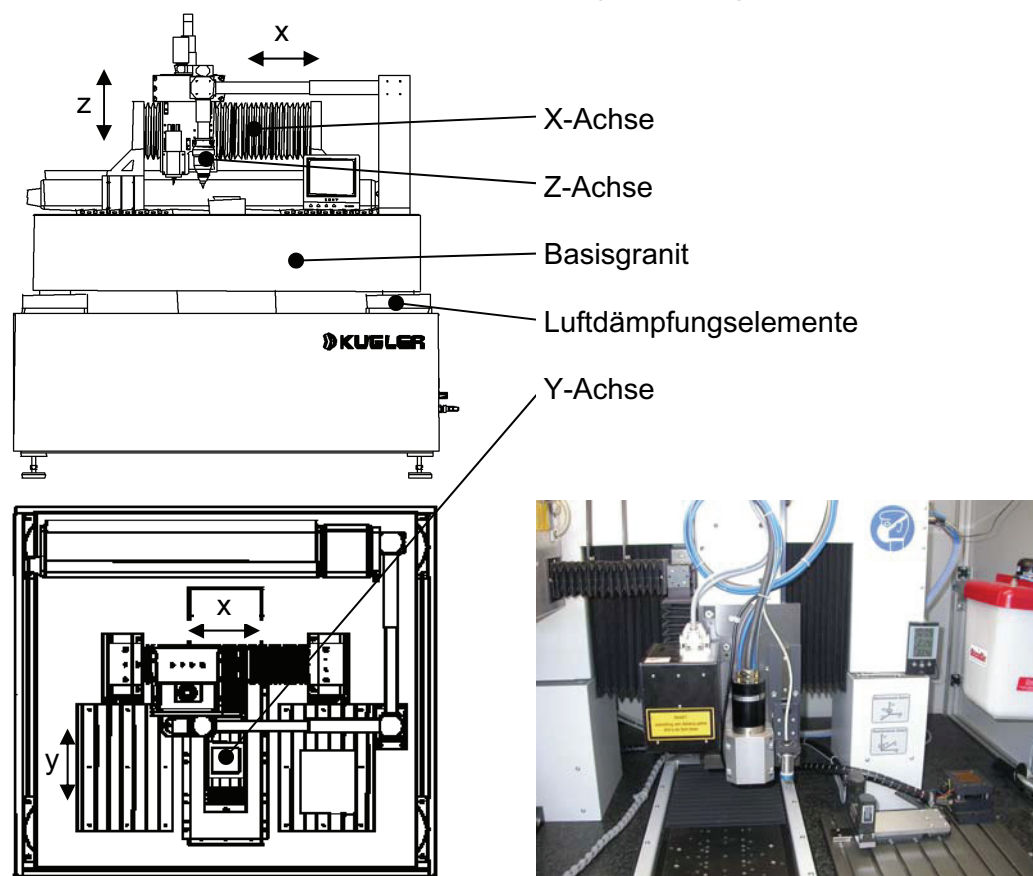


Abbildung 6.1: Mikrobearbeitungszentrum MICROGANTRY®

Das Mikrobearbeitungszentrum MICROGANTRY® der Firma /11/ verfügt über zwei luftgelagerte Linearachsen (X- und Y-Achse), einen linearen Spindelantrieb (Z-Achse) und einen rotatorischen Direktantrieb für einen Werkstückrundtisch (C-Achse, nicht in der Abbildung 6.1 dargestellt). Für die trennende Bearbeitung von Werkstücken bzw. Halb-

zeugen verfügt das Mikrobearbeitungszentrum über eine Schnelfrequenzspindel der Firma /20/. Die Schnelfrequenzspindel SC 1060-OA arbeitet bis zu einer Drehzahl von 160000 min^{-1} . Für die Bearbeitung stehen Bohrer mit einem Durchmesser zwischen $50 \text{ }\mu\text{m}$ und 2 mm sowie Fräser in einem Durchmesserbereich zwischen $100 \text{ }\mu\text{m}$ und 2 mm zur Verfügung. Durch die Konstruktion und die Auswahl der dargestellten Komponenten kann mit der MICROGANTRY® eine absolute Positioniergenauigkeit von $\pm 6 \text{ }\mu\text{m}$ und eine relative Positioniergenauigkeit der einzelnen Linearantriebe von $\pm 0,3 \text{ }\mu\text{m}$ erzielt werden. Für die Steuerung des Mikrobearbeitungszentrums wird eine computerbasierte CNC-Steuerung verwendet.

Für die Ermittlung der Position der Werkzeuge im Maschinenkoordinatensystem besitzt das Bearbeitungszentrum zusätzlich ein Werkzeugmesssystem der Firma /4/. Dieses Werkzeugmesssystem arbeitet optisch, berührungslos mit einem Laser im sichtbaren Rotbereich. Damit können u.a. rotierende Werkzeuge vermessen werden, d.h. die Rotationsachse des Werkzeuges sowie der Werkzeugnullpunkt in z-Richtung ermittelt werden. Die Position des Werkstückes wird im Maschinenkoordinatensystem mit einem 3-D-Messtaster der Firma /12/ bestimmt. Der 3-D-Messtaster arbeitet berührend und schaltend. Die Berührung des 3-D-Messtasters am Werkstück wird über piezoelektrische Aufnehmer erfasst. Mit Hilfe des 3-D-Messtasters wird u.a. die z-Position sowie bei rotationssymmetrischen Werkstücken die Rotationsachse der Werkstücke ermittelt. Mit einem selbst entwickelten Messalgorithmus können die Koordinaten des Werkzeuges im Maschinenkoordinatensystem und die Koordinaten des zu bearbeitenden Werkstückes im Maschinenkoordinatensystem dargestellt werden.

6.2 Mikrolaserbearbeitung

In das Mikrobearbeitungszentrum ist zusätzlich ein Beschriftungslaser vom Typ VectorMark® der Firma /24/ integriert, dessen Strahl direkt oder über einen Laserscanner auf das Werkstück wirkt. Um den erforderlichen Abstand zwischen dem Objektiv des Laserscanners und dem Werkstück einstellen zu können, ist die Optik des Lasers mit der Z-Achse des Mikrobearbeitungszentrums verbunden. Der Strahl geht entweder von der Laserquelle über einen Umlenkspiegel zum Bearbeitungsobjektiv oder kann vom Laserscanner über zwei bewegliche Spiegel in x- und y-Richtung abgelenkt werden. Die Bewegung der Spiegel wird über eine Steuerung vorgegeben und über eine entsprechende Rückkopplung geregelt und überwacht.

Der im Mikrobearbeitungszentrum eingesetzte VectorMark® compact 4 verwendet als Laserstab Nd:YVO₄. Der Laser ist frequenzverdoppelt und hat eine Wellenlänge von 532 nm , d.h. das Licht des Laserstrahles liegt im Bereich des grünen Lichtes. Mit einer effektiven Leistung von 15 W lassen sich bevorzugt Kunststoffe, Halbleitermaterialien und auch Kupferlegierungen bearbeiten. Vom Hersteller /24/ wird dieser Lasertyp vor-

wiegend zum Abtragen, Anlassen, für Farbumschläge, Gravieren und Schäumen empfohlen.

Die Mikrolaserbearbeitung ist ein Verfahren, das sich zur kostengünstigen und einfachen Prototypenherstellung eignet. In Abbildung 6.2 ist eine mikroskopische vergrößerte Aufnahme des Filterelements der Dosierpumpe dargestellt.

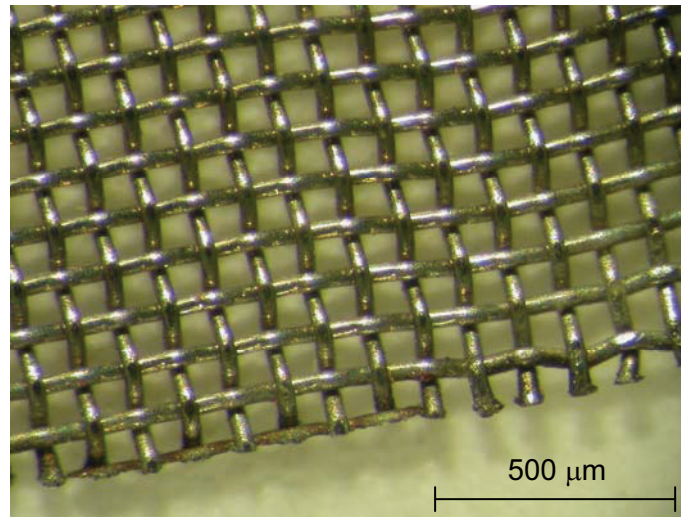


Abbildung 6.2: Durch Mikrolaserstrahlschneiden hergestelltes Filterelement

Das Filterelement wurde aus einem gewobenen Metallgewebe zugeschnitten. Zur Herstellung des Filterelementes wird ein Zylinder im CAD-System konstruiert und mit Hilfe einer DXF-Datei an die Steuerung des VectorMark[®] übergeben. Mit den Daten wird das Filterelement aus dem Metallgewebe herausgeschnitten. Bei dem dargestellten Filterelement beträgt die Maschenweite des Metallgewebes 100 µm. Für die Herstellung wurden die folgenden Laserparameter verwendet:

Spurbreite	100 µm,
Leistung	100 %,
Geschwindigkeit	20 m/s,
Pulsfrequenz	10000 Hz.

Dabei beschreibt der Parameter „Spurbreite“ die Breite der Laserspur, der Parameter „Leistung“ die Pulsleistung der Laserquelle in Prozent, der Parameter „Geschwindigkeit“ die Geschwindigkeit, mit der der Laserstrahl die vorgegebene Kontur abfährt und der Parameter „Pulsfrequenz“ die Frequenz der Laserstrahlpulse. Aus der Kombination dieser Parameter ergibt sich die Schneidleistung des Lasers. Aufgrund der geringen effektiven Leistung der VectorMark[®] wurden für die Herstellung des Filterelementes fünf Umläufe benötigt.

Zur Einordnung des verwendeten Verfahrens dienen die folgenden Ausführungen. Die Abtragungsverfahren mit dem Laser lassen sich nach [Förster 2001] und [Liess 2006] in drei verschiedene Kategorien einordnen. Bei allen drei wird das zu bearbeitende Material

mit Hilfe des fokussierten Laserstrahls thermisch stark erhitzt, wodurch es im Material zu einer lokal begrenzten Änderung des Aggregatzustandes kommt. Unterschieden werden die Verfahren nach der Art der Aggregatzustandsänderung und des verwendeten Prozessgases. Beim Laserstrahlschmelzschnitten wird die Schnittfuge durch kontinuierliches Aufschmelzen ausgebildet und der aufgeschmolzene Werkstoff mit einem reaktionsträgen oder inerten Gas ausgeblasen. Der Gasstrahl verhindert zusätzlich ein Oxidieren der Oberfläche.

Das am Häufigsten zum Schneiden von eisenhaltigen Metallen angewendete Verfahren ist nach [Fischer 2001] das Laserstrahlbrennschneiden. Im Gegensatz zum Laserstrahlschmelzschnitten wird der Werkstoff beim Brennschneiden auf die Entzündungstemperatur erwärmt und durch Zugabe von Sauerstoff verbrannt. Das beim Verbrennen entstehende Oxid wird durch den Sauerstoffstrahl ausgeblasen. Die beim Verbrennen freiwerdende Energie unterstützt den Schneidvorgang, wodurch im Vergleich zum Schmelzschnitten eine ungefähr 5-10fach höhere Schnittgeschwindigkeit erzielt werden kann.

Das dritte Verfahren wird als Laserstrahlsublimierschneiden bezeichnet. Kennzeichnend für das Sublimierschneiden sind das Verdampfen des erwärmten Werkstoffes und das sofortige Ausblasen des Gasgemisches. Der Übergang des Materials vom festen zum gasförmigen Zustand geschieht nahezu ohne Verflüssigung des Mediums, was als Sublimation bezeichnet wird [Czichos 2000]. Beim Sublimierschneiden entsteht eine Dampfkapillare, die ein tiefes Eindringen des Laserstrahls ermöglicht. Mit diesem Verfahren besteht die Möglichkeit, auch Materialien ohne ausgeprägten schmelzflüssigen Zustand zu bearbeiten. Die VectorMark[®]-Reihe arbeitet ähnlich wie das Sublimierschneiden, verbunden mit einer stärkeren Verflüssigung des Materials. Dabei sind die gewählten Parameter ausschlaggebend für die Art der Abtragung. Um den Werkstoff aufzuschmelzen und zu verdampfen, müssen die Temperaturen im fokussierten Laserstrahl weit über dem Schmelz- bzw. Siedepunkt des Werkstoffes liegen. Der Schmelzpunkt von Stahl liegt bei über 1300 °C und der Siedepunkt bei über 3000 °C.

Speziell bei größeren Laseranlagen mit einer größeren effektiven Leistung kann es zu einem thermischen Verzug der bearbeiteten Werkstücke aufgrund der eingetragenen thermischen Energie kommen. Um diesen Wärmeverzug im bearbeiteten Werkstück zu vermeiden, arbeitet die VectorMark[®]-Reihe mit einer vergleichsweise geringen effektiven Leistung, die über die Fokussierung des Laserstrahls stark gebündelt ist. Der Durchmesser des Laserspots beim VectorMark[®] compact 4 beträgt 20 µm. Die Anlage ist damit für die Herstellung feiner Strukturen geeignet. Um den Wärmeeinfluss des Laserstrahls auf das umgebende Material zu untersuchen, wurde mit Hilfe der Infrarot-Thermographie die Wärmeemission beim Mikrolaserstrahlschneiden mit dem VectorMark[®] compact 4 untersucht.

In Abbildung 6.3 sind die Ergebnisse einer thermographischen Untersuchung des Schneidprozesses farbkodiert dargestellt.

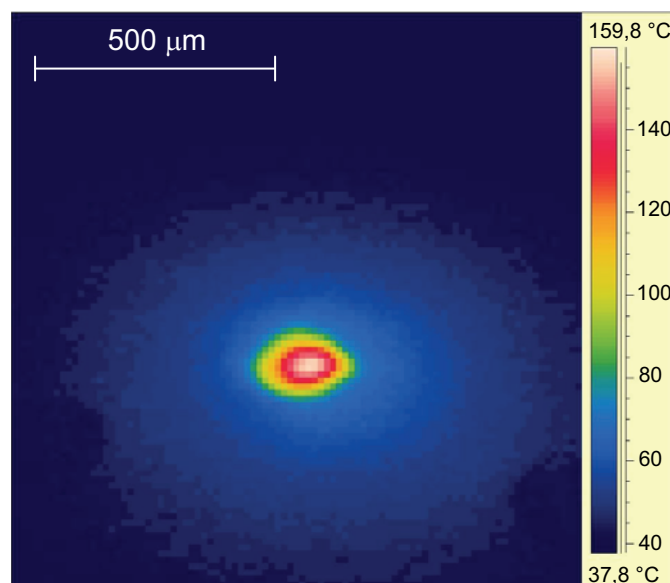


Abbildung 6.3: Farbkodierte Darstellung Mikrolaserstrahlschneiden

Die thermographischen Aufnahmen wurden mit einer Infrarotkamera der Firma /8/ erstellt. Die verwendete Infrarotkamera erzeugt Bilder der nicht sichtbaren Infrarot- bzw. Wärmestrahlung und ermöglicht damit eine berührungslose Temperaturmessung. Für die Untersuchungen wurden die folgenden Laserparameter verwendet:

Spurbreite	50 µm,
Leistung	100 %,
Pulsfrequenz	10000 Hz.

Für den Versuch wurde ein Punkt als Geometrie gewählt. Die in Abbildung 6.3 dargestellte Temperaturverteilung verdeutlicht den geringen Temperatureinfluss auf das umgebende Material, wobei im Zentrum des Laserfokus eine wesentlich höhere Temperatur vorherrscht.

Der Temperatureinfluss hängt stark von dem Wärmeleitkoeffizient des bearbeiteten Werkstoffes ab. Für die thermographischen Untersuchungen wurde u.a. eine Kupferlegierung verwendet, die sich durch eine gute Wärmeleitfähigkeit auszeichnet. Bei anderen metallischen Werkstoffen wurden ähnliche Temperaturverteilungen ermittelt.

6.3 Ultraschallgleitspanen

Beim Mikrolaserstrahlschneiden entsteht an der Schnittkante ein Grat, der abgetragen werden muss. In Abbildung 6.4 ist das Schnittbild nach dem Mikrolaserstrahlschneiden mit dem VectorMark[®] compact 4 dargestellt. Mit diesem Grat und der Schlacke kann das Einlassventil nicht in die Dosierpumpe eingebaut werden.

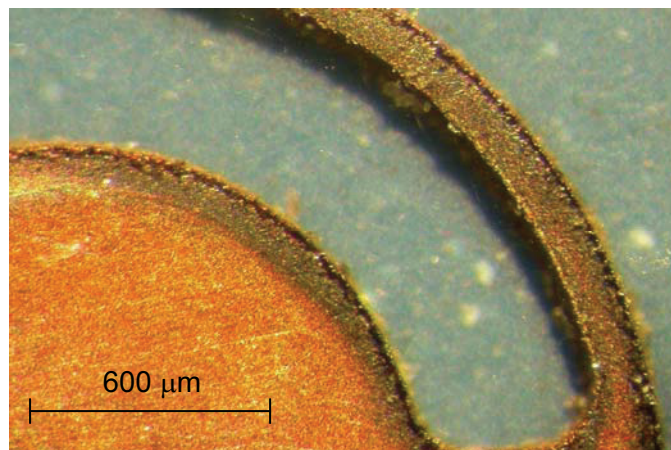


Abbildung 6.4: Laserbearbeitetes Einlassventil

In der Technik sind Verfahren zum gleichzeitigen Entfernen des Grates und zum Polieren eines Werkstücks bekannt. So klassifiziert [Fritz 2006] das Gleitschleifen als ein mechanisches Verfahren zur Oberflächenbearbeitung von vorrangig metallischen Werkstoffen. Die zu bearbeitenden Werkstücke werden zusammen mit Schleifkörpern als Schüttgut in einer wässrigen Lösung in einen Behälter gegeben. Durch die Bewegung des Arbeitsbehälters entsteht eine Relativbewegung zwischen Werkstück und Schleifkörper, die u.a. einen Materialabtrag an den Werkstückflächen und speziell an den Kanten hervorruft. Das Gleitschleifen wird nach DIN 8589 auch als Gleitspanen bezeichnet, da nicht immer ein Schleifprozess, sondern, abhängig vom verwendeten Verfahren, ein Läppen oder Polieren stattfindet. Dieses Verfahren stellt eine gute Alternative zum manuellen Entfernen des Grates und der Schlacke vom bearbeiteten Werkstück dar, muss aber an die spezifischen Bedingungen der „Zentifluidtechnik“ angepasst werden.

In der Regel werden zum Gleitspanen Gleitschleifmittel aus Keramik, Kunststoffen oder Naturstoffen mit einer Größe von 1 mm bis 80 mm verwendet. Aufgrund der geringen Bauteilgröße der in der „Zentifluidtechnik“ eingesetzten Komponenten und der Größe der durch das Gleitspanen in das Werkstück eingebrachten Energie werden beim neuentwickelten Ultraschallgleitspanen vorzugsweise Quarzsande mit einer Körnung von bis zu 10 µm eingesetzt.

Das Ultraschallgleitspanen ist eine Kombination aus dem nach [Müller 2004] bekannten Ultraschallreinigungsprozess und dem nach [Fritz 2006] beschriebenen Gleitspanen. In [Müller 2004] wird das Ultraschallreinigen als ein Verfahren zum Reinigen von kleinen, komplexen und fein strukturierten Bauteilen mit Hilfe von Ultraschall bezeichnet. Beim Ultraschallreinigen wird eine Flüssigkeit mit Hilfe eines Ultraschallgenerators im Ultraschallfrequenzbereich angeregt. Das zu reinigende Bauteil wird in diese Flüssigkeit gegeben. Das in der Flüssigkeit vorhandene Ultraschallfeld erzeugt Wellen mit Über- und Unterdruck. Trifft eine derartige Unterdruckwelle auf das Bauteil, kommt es zur Kavitation am Bauteil. Es bildet sich eine Gasblase an der Oberfläche des Werkstückes aus. Beim Auftreten der darauf folgenden Hochdruckwelle wird die Gasblase komprimiert, wodurch

die Gasblase wieder kondensiert. Durch diese zyklisch entstehenden und verschwindenden Hohlräume an der Werkstückoberfläche werden Verunreinigungen von der Oberfläche entfernt. Durch das Einbringen des Gleitschleifmittels wird dieser Vorgang der Oberflächenreinigung noch verstärkt.

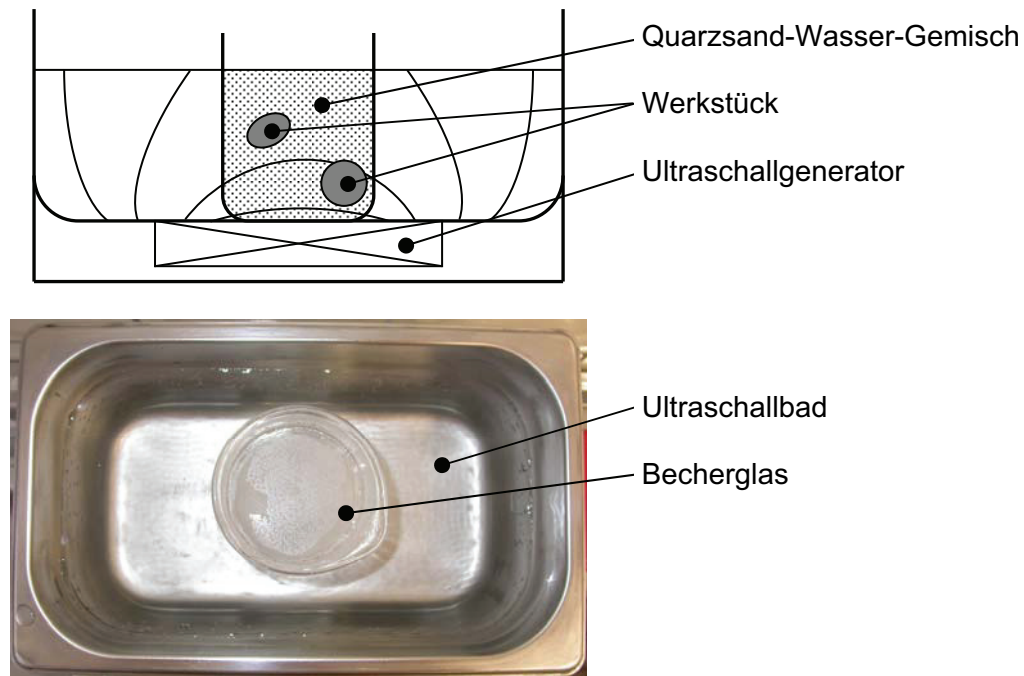


Abbildung 6.5: Ultraschallgleitspanen

In Abbildung 6.5 ist das Ultraschallgleitspanen schematisch dargestellt. Durch die Anregung des Ultraschallfeldes in der Flüssigkeit kommt es zu einer Relativbewegung zwischen dem Gleitschleifmittel und den zu reinigenden Werkstücken. Es kommt zu einem kombinierten Schleif- und Polierprozess, bei dem auch Verunreinigungen vom Werkstück entfernt werden.

Die Intensität des Ultraschallfeldes, die Größe der verwendeten Gleitschleifmittel, die zeitliche Länge der Bearbeitung und die Prozesstemperatur müssen auf die spezifischen Bedingungen des Bauteiles angepasst werden. So wurde zum Beispiel das Plattenventil der Dosierpumpe für ca. 20 min bei einer Ultraschallfrequenz von 35 kHz und einer maximalen Leistung des Ultraschallgenerators von 170 W in das Ultraschallbad gelegt. Nach der Bearbeitung der Bauteile mit dem Ultraschallgleitspanen können die Bauteile direkt verbaut werden.

7. Entwicklungsprozess

In diesem Kapitel wird der Entwicklungsprozess, ausgehend von der bekannten Pumpe DP40, dokumentiert. Beschrieben werden die neu entwickelten Varianten 1 bis 3.

7.1 Funktionsweise DP40

Die Beschreibung der Dosierpumpe DP40 der Firma /23/ basiert auf den Patentschriften DE 43 28 621 C2, DE 102 27 659 B4 und DE 23 15 842 sowie den aufgenommenen Abmessungen der Bauteile einer zerlegten DP40.

In Abbildung 7.1 ist eine DP40, wie sie derzeit als Dosierpumpe in Stand- und Zuheizgeräten verwendet wird, dargestellt.

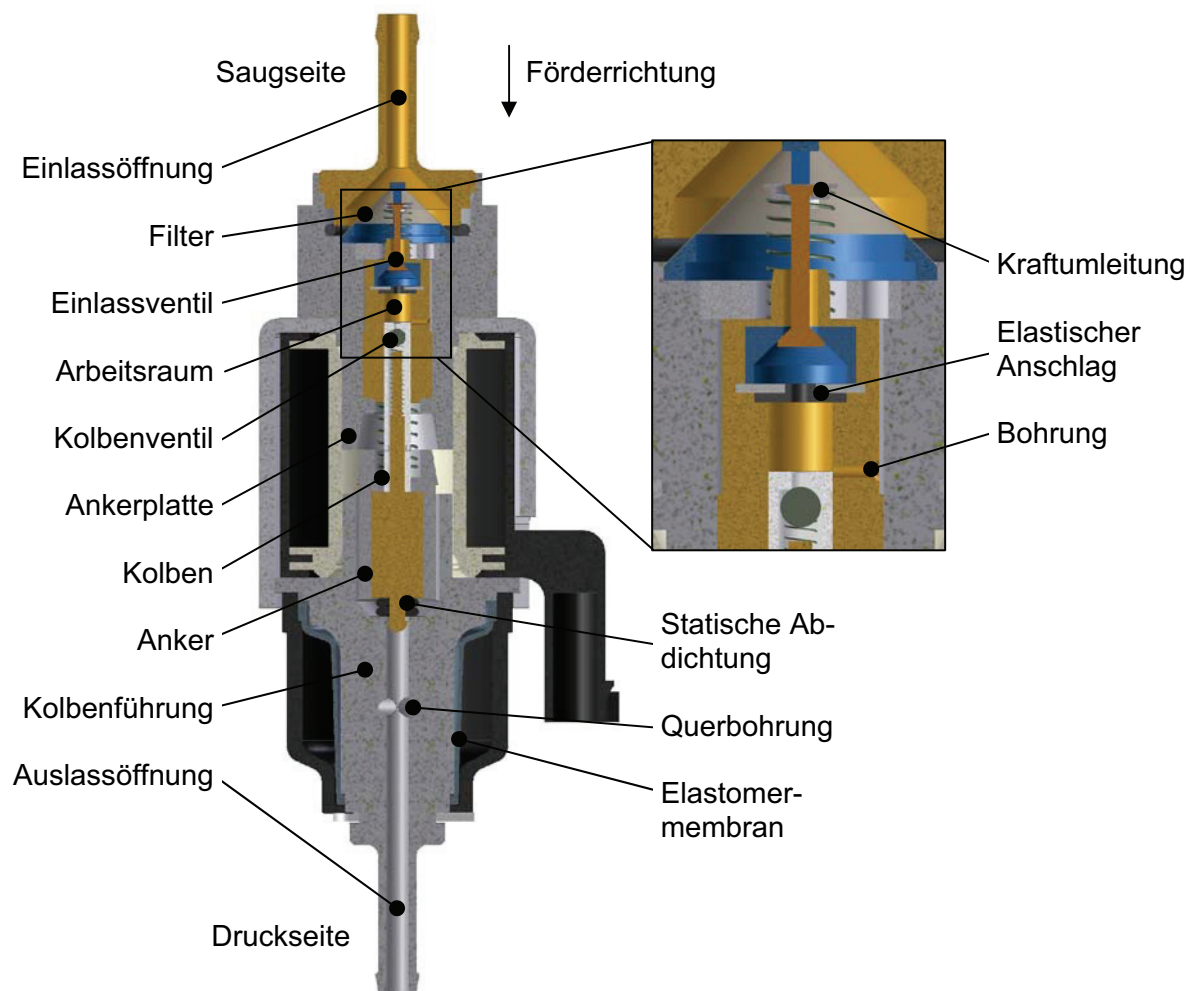


Abbildung 7.1: Schnittdarstellung DP40 der Firma /23/

Der zu fördernde Kraftstoff wird über die Einlassöffnung der Dosierpumpe, aufgrund eines sich einstellenden Unterdruckes in der Dosierpumpe, angesaugt. Anschließend wird der Kraftstoff über das Filterelement von groben Partikeln gereinigt. Zusammen bilden diese Komponenten den Ansaugraum der Pumpe. Der Kolben ist mit dem Anker

eines Elektromagneten kraftschlüssig verbunden, der von einem elektromagnetischen Feld gegen die Kraft einer zylindrischen Schraubendruckfeder angezogen wird. Dieses elektromagnetische Feld wird durch die ringförmig um den Anker liegenden Wicklungen einer Spule im stromdurchflossenen Zustand gebildet. Über die Ankerplatte, die Kolbenführung und den Anker entsteht ein elektromagnetischer Kreis. Die Reluktanzkräfte reduzieren den Luftspalt zwischen Anker und Ankerplatte, wodurch sich der Widerstand im magnetischen Kreis verkleinert. Durch die Bewegung des Kolbens stellt sich ein zeitlich veränderlicher Arbeitsraum ein. Der Arbeitsprozess der Pumpe wird durch das Einlassventil, das Kolbenventil und die Bohrung in der Laufbuchse des Saugkolbens gesteuert. Um ein möglichst kleines Totvolumen in der Pumpe zu realisieren, ist das Einlassventil mit einer Kraftumleitung versehen. Das Einlassventil öffnet in Richtung der Förderrichtung der Pumpe. Um die nötige Federvorspannung des Ventils zu gewährleisten, wird mit Hilfe eines Stößels und einer Druckscheibe die Kraft einer zylindrischen Schraubendruckfeder in eine Zugkraft umgewandelt, die sich an der Außenseite des Arbeitsraumes abstützt.

Bewegt sich der Anker in Förderrichtung, vergrößert sich der Arbeitsraum, ein Unterdruck stellt sich ein, der das Einlassventil öffnet. Aufgrund der statischen Abdichtung auf der Druckseite der Pumpe kann sich der Kolben über die Bohrung in der Laufbuchse bewegen. Über diese Bohrung ist der Arbeitsraum mit dem Ansaugraum verbunden. Bewegt sich der Kolben in entgegengesetzter Richtung, überfährt der Kolben die Bohrung. Somit wird die Bohrung verschlossen und ein abgeschlossener Arbeitsraum, begrenzt durch die beiden Ventile, wird hergestellt. Die statische Abdichtung wird aus zwei O-Ringen gebildet, die die Ausströmöffnung im Ruhezustand verschließen. Da diese eine starke Abhängigkeit von der Temperatur aufweisen und sich somit der Anschlag des Kolbens in Abhängigkeit von der Steifigkeit der O-Ringe verändert, ist über die Steuerbohrungen in der Laufbuchse gewährleistet, dass unabhängig von der Temperatur bzw. der Steifigkeit der O-Ringe ein konstant bleibender Volumenstrom durch die DP40 erzeugt wird.

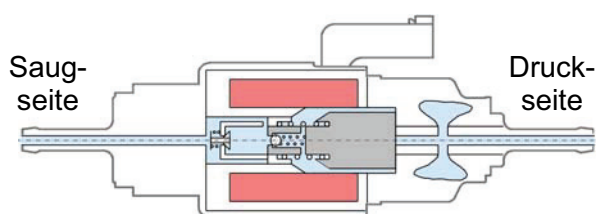
Bewegt sich der Kolben, nachdem er die Bohrung in der Laufbuchse verschlossen hat, weiter in Richtung Saugseite, wird das Medium komprimiert, bis sich im Arbeitsraum der Öffnungsdruck des Kolbenventils einstellt. Öffnet das Kolbenventil, strömt der Kraftstoff vom Arbeitsraum durch den Kolben. Durch vier Querbohrungen im Kolben strömt der Kraftstoff um den Kolben herum. Die Vorspannung der O-Ringe der statischen Abdichtung, der Hub des Kolbens und die Position der Bohrung in der Laufbuchse sind so aufeinander abgestimmt, dass, nachdem der Kolben die Bohrung verschlossen hat und der Kraftstoff das Kolbenventil öffnet, die Ausströmöffnung nicht mehr von der statischen Abdichtung verschlossen ist.

Der Kraftstoff gelangt, vorbei an der offenen statischen Abdichtung, in die Ausströmöffnung der Dosierpumpe. In dieser Ausströmöffnung sind drei Querbohrungen eingebracht, die zu einer elastischen Membran führen. Diese Membran kann sich bis zum Ge-

häuse der DP40 ausdehnen. Über die Kompressibilität des Gases, welches sich zwischen Membran und Gehäuse befindet, wird die Pulsation des Kraftstoffes gemindert. Mit diesem Dämpfer nach [Bohn 1985] entsteht ein sehr konstanter Volumenstrom. Der Nachteil dieser Pulsationsdämpfung liegt in den gesteigerten Produktkosten, einer starken Temperaturabhängigkeit der Membran und einem Nachfördern durch die Membran, d.h. nach dem Abschalten der DP40 fördert die im komprimierten Gas gespeicherte Energie über die Membran weiter Kraftstoff in den Brenner der Standheizung. Ähnliches gilt für die Startphase, in der zuerst der Dämpfer befüllt werden muss. Beides wirkt sich Nachteilig auf das Verhalten der Dosierpumpe und somit auf das Brennverhalten des Stand- bzw. Zuheizgerätes aus.

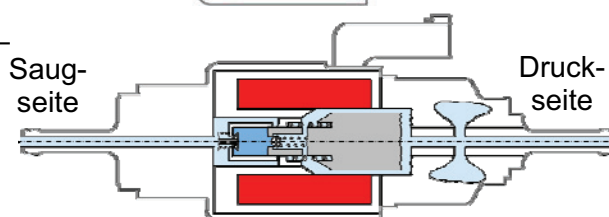
Phase 1 – Ausgangslage –

- Pumpe ist vollständig befüllt.



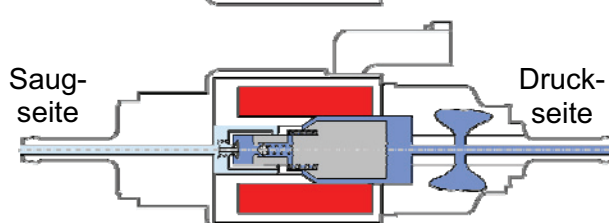
Phase 2 – Abdichtung des Arbeitsraums –

- Spule wird bestromt,
- Kolben bewegt sich Richtung Saugseite,
- Bohrung in Laufbuchse wird verschlossen.



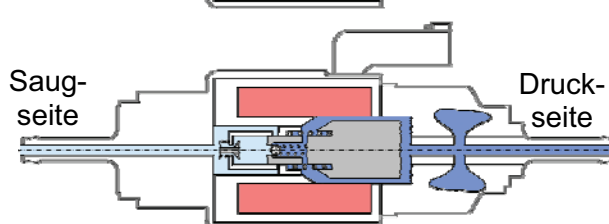
Phase 3 – Kompression und Förderung –

- Medium wird komprimiert,
- Kolbenventil öffnet.



Phase 4 – Ansaugen –

- Spule wird abgeschaltet,
- Kolben wird aufgrund der Federkraft in Richtung Druckseite bewegt,
- Einlassventil öffnet.



Phase 5 – Ende Förderung –

- Kolben hat Druckseite erreicht,
- DP40 befindet sich in Ausgangslage.

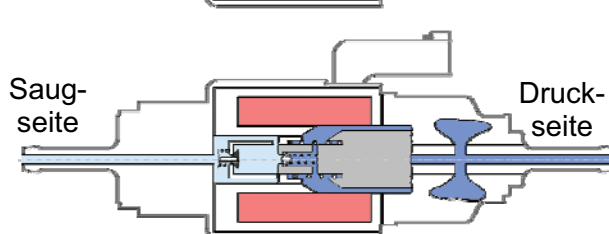


Abbildung 7.2: Förderphasen DP40

In Abbildung 7.2 ist ein vereinfachtes Modell der DP40 mit den fünf Phasen der Förderung des Kraftstoffes dargestellt. Bei dieser Betrachtung wird davon ausgegangen, dass

die Dosierpumpe vollständig befüllt ist und auf der Saug- und Druckseite der Dosierpumpe der gleiche Druck herrscht.

Um die DP40 mit der Neuentwicklung vergleichen und vergleichend bewerten zu können, sind in Tabelle 7.1 die geometrischen und technischen Kennwerte der Dosierpumpe zusammengestellt.

Tabelle 7.1: Geometrische und technische Kennwerte der DP40

Merkmal	Betrag
Größter Außendurchmesser	35 mm
Länge	137,5 mm
Saugkolbendurchmesser	3,45 mm
Hubvolumen	0,035 cm ³
Förderfrequenz Volllast	ca. 5 Hz
Volumenstrom Volllast	630 ml/h
Förderfrequenz Teillast	ca. 2,5 Hz
Volumenstrom Teillast	320 ml/h
Gewicht Pumpe	255 g
Gewicht bewegte Teile	12,2 g
Teileanzahl	28 Stck

Der Hub s_K der Dosierpumpe berechnet sich als Quotient aus theoretischem Fördervolumen V_{theo} und der Kolbenfläche A_K

$$s_K = \frac{V_{theo}}{A_K}, \quad (7.1)$$

wobei das theoretische Fördervolumen pro Hub sich nach Gleichung 3.1 zu

$$V_{theo} = \frac{Q_{theo}}{f_K} = \frac{0,175 \frac{\text{ml}}{\text{s}}}{5 \text{ Hz}} = 0,035 \text{ cm}^3$$

ergibt. Somit ergibt sich ein Hub s_K der Dosierpumpe von

$$s_K = \frac{V_{theo}}{\frac{\pi}{4} \cdot d_K^2} = \frac{35 \text{ mm}^3}{9,48 \text{ mm}^2} = 3,75 \text{ mm}.$$

7.2 Funktionsweise Variante 1

In Abbildung 7.3 ist die Variante 1 als 3-D-Schnittdarstellung zusammen mit einem Prototyp dargestellt.

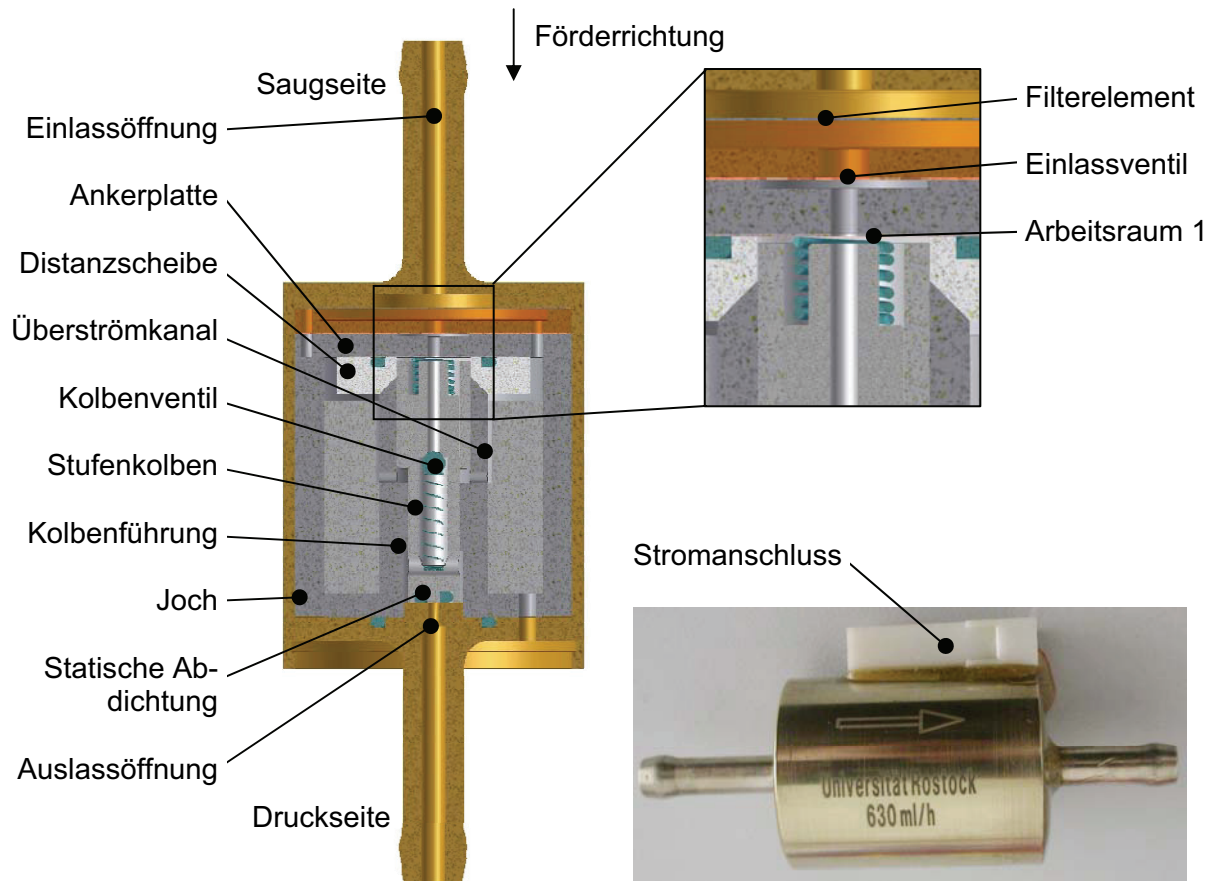


Abbildung 7.3: Schnittdarstellung Variante 1

Der Stufenkolben ist gleichzeitig Anker eines Elektromagneten, der ringförmig von Wicklungen umgeben ist. Im stromdurchflossenen Zustand erzeugen diese Wicklungen ein magnetisches Feld. Über die Ankerplatte, die Kolbenführung, das Joch und den Stufenkolben bildet sich ein elektromagnetischer Kreis aus. Infolge der Reluktanzkräfte ist der Stufenkolben bestrebt, den Luftspalt zwischen sich und der Ankerplatte zu verkleinern und somit den Widerstand im elektromagnetischen Kreis zu verkleinern. Im stromlosen Zustand der Wicklungen drückt eine zylindrische Schraubendruckfeder den Stufenkolben wieder in seine Ausgangslage zurück.

Durch die Bewegung des Stufenkolbens ergibt sich ein zeitlich veränderlicher Arbeitsraum 1, dessen Füllen durch das Einlassventil und dessen Entleeren durch das Kolbenventil gesteuert wird. Bewegt sich der Kolben in Richtung Saugseite, verkleinert sich der Arbeitsraum 1 und der zweite Arbeitsraum, der in Abbildung 7.3 nicht dargestellt ist, bildet sich aus. Gesteuert wird der Arbeitsraum 2 durch das Ventil im Stufenkolben. Der Stufenkolben ist so ausgelegt, dass die größere Kolbenfläche des Stufenkolbens, der

den Arbeitsraum 1 bildet, doppelt so groß ist wie die kleinere Kolbenfläche im Arbeitsraum 2. Dadurch ist gewährleistet, dass beim Hin- und Rückhub jeweils die gleiche Menge gefördert wird.

Zu Beginn eines Arbeitstaktes der Variante 1 befindet sich der Stufenkolben an der Auslassöffnung und die beiden Ventile sind geschlossen. Es wird angenommen, dass die Dosierpumpe vollständig mit Kraftstoff befüllt ist. Bewegt sich der Stufenkolben aufgrund der Reluktanzkräfte in Richtung Saugseite, wird der sich im Arbeitsraum 1 befindliche Kraftstoff komprimiert, bis der Öffnungsdruck des Kolbenventils erreicht wird. Nach dem zwangsweisen Öffnen des Kolbenventils strömt der Kraftstoff durch den Kolben vom Arbeitsraum 1 in den sich ausbildenden Arbeitsraum 2. Aufgrund des Flächenverhältnisses der beiden Stufenkolbenseiten von zwei zu eins sorgt die Bewegung des Stufenkolbens in Richtung Saugseite dafür, dass das im Arbeitsraum 1 befindliche Medium zur Hälfte den Arbeitsraum 2 befüllt und die andere Hälfte über die Auslassöffnung aus der Dosierpumpe gefördert wird.

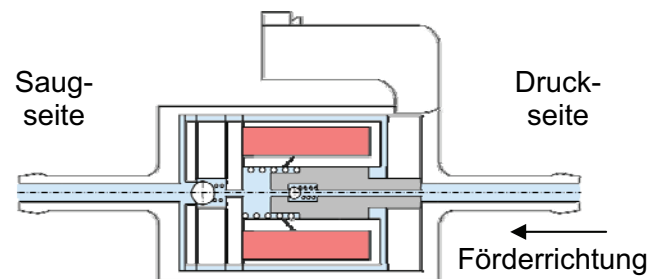
Erreicht der Stufenkolben die Ankerplatte, besitzt der Arbeitsraum 2 sein maximales und der Arbeitsraum 1 sein minimales Volumen. Sobald die Wicklungen nicht mehr bestromt werden, drückt die zylindrische Schraubendruckfeder den Stufenkolben in Richtung Druckseite der Dosierpumpe. Der Arbeitsraum 1 vergrößert sich und der Arbeitsraum 2 verkleinert sich aufgrund der Kolbenbewegung. Im Arbeitsraum 1 entsteht ein Unterdruck, das Einlassventil öffnet sich, das Kolbenventil schließt sich. Gleichzeitig wird das im Arbeitsraum 2 befindliche Medium durch die Auslassöffnung gedrückt.

Der zu fördernde Kraftstoff wird durch den sich einstellenden Unterdruck über die Einlassöffnung der Dosierpumpe eingesaugt. Um das Medium von Partikeln größer als $100\text{ }\mu\text{m}$ zu reinigen und damit die Pumpe vor Beschädigungen durch die Partikel zu schützen, wird das Medium durch ein Filterelement geleitet. Zusammen bilden die Einlassöffnung und das Filterelement den Ansaugraum der Variante 1.

Die durch die Ringspalte zwischen Stufenkolben und Kolbenführung auftretenden Leckölströme sammeln sich im Leckölraum. Der Leckölraum hat eine Verbindung zum Ansaugraum, über die die auftretende Leckage abgeleitet und dem Förderprozess wieder zugeführt wird. Um eine statische Abdichtung zu gewährleisten, ist auf der Druckseite der Dosierpumpe ein O-Ring eingebaut, der durch die Federvorspannung im unbestromten Zustand der Spule vorgespannt ist und somit eine Abdichtung gewährleistet. Auf eine zusätzliche Pulsationsdämpfung in Form eines externen Dämpfers wird bei der Variante 1 verzichtet. In Abbildung 7.4 ist ein vereinfachtes Funktionsmodell, ähnlich der Abbildung 7.2, dargestellt. Es wird davon ausgegangen, dass die Dosierpumpe zu Beginn vollständig befüllt ist. Bei der Darstellung handelt sich um eine maßstäbliche Darstellung der Variante 1 mit dem Stecker der DP40.

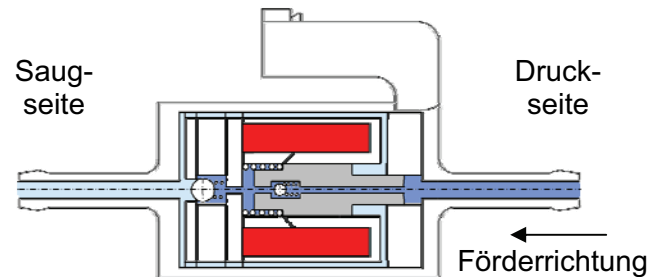
Phase 1 – Ausgangslage –

- Pumpe ist vollständig befüllt,
- Ventile sind geschlossen.



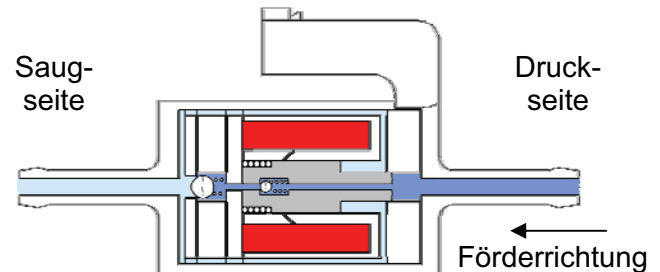
Phase 2 – Fördern –

- Spule wird bestromt,
- Stufenkolben bewegt sich,
- Arbeitsraum 1 verkleinert sich,
- Arbeitsraum 2 vergrößert sich,
- Druckanstieg im Arbeitsraum 1
- Kolbenventil öffnet.



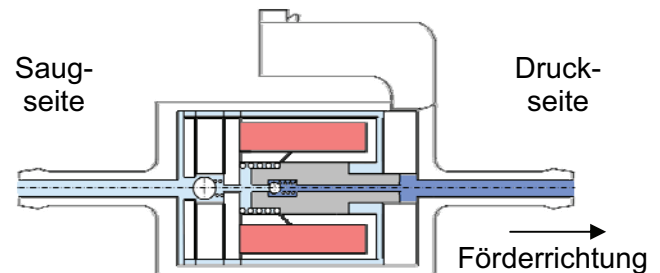
Phase 3 – Umschalten Saug-Druckraum –

- Stufenkolben hat die Ankerplatte erreicht,
- Arbeitsraum 1 minimale Größe,
- Arbeitsraum 2 maximale Größe.



Phase 4 – Ansaugen –

- Spule ist unbestromt,
- Stufenkolben wird in Richtung Druckseite bewegt,
- Kolbenventil schließt,
- Unterdruck im Arbeitsraum 1,
- Einlassventil öffnet,
- Fördermedium wird angesaugt.



Phase 5 – Ende Förderung –

- Anker hat die Auslassöffnung erreicht,
- Ausgangslage erreicht.

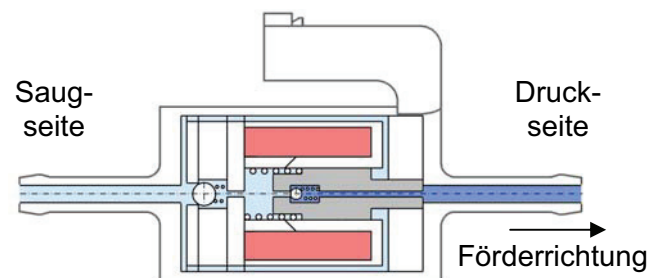


Abbildung 7.4: Förderphasen Variante 1

Damit der Stufenkolben in der Kolbenführung ohne merkliches Spiel bewegt werden kann, müssen sehr enge Passungen zwischen Stufenkolben und Kolbenführung gewählt werden, was eine hohe Anforderung an die Fertigungstechnik stellt. In Tabelle 7.2 sind die geometrischen sowie technischen Kennwerte der Variante 1 zusammengestellt.

Tabelle 7.2: Geometrische und technische Kennwerte der Variante 1

Merkmal	Betrag
Größter Außendurchmesser	25 mm
Länge	69,5 mm
Kolbendurchmesser 1	6,1 mm
Kolbendurchmesser 2	4,3 mm
Hubvolumen	0,0036 cm ³
Förderfrequenz Volllast	ca. 48 Hz
Volumenstrom Volllast	630 ml/h
Förderfrequenz Teillast	ca. 24 Hz
Volumenstrom Teillast	320 ml/h
Gewicht Pumpe	107 g
Gewicht bewegte Teile	2,6 g
Teileanzahl	19 Stck

Die geometrische Dimensionierung der Variante 1 basiert auf der Vorgabe einer Förderfrequenz von ca. 50 Hz und der fertigungstechnischen Randbedingung, dass der größte Kolbendurchmesser $d_{K1} = 6,1$ mm betragen muss. Die Kolbenfläche 1 ergibt sich zu

$$A_{K1} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{K1}^2 = \frac{\pi}{4} \cdot (6,1\text{mm})^2 = 29,224\text{mm}^2 \quad (7.2)$$

und die Kolbenfläche 2 zu

$$A_{K2} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{K2}^2 = \frac{\pi}{4} \cdot (4,3\text{mm})^2 = 14,522\text{mm}^2. \quad (7.3)$$

Damit ergibt sich ein Flächenverhältnis von A_{K2} zu A_{K1} von 0,4969. Um den geforderten Volumenstrom von 630 ml/h bei einer Frequenz von ca. 50 Hz zu erzeugen, wird nach dem Zusammenhang 7.1 ein Hubvolumen von 0,0035 cm³ benötigt. Unter der Voraussetzung, dass das gesamte durch die Kolbenfläche 1 angesaugte Volumen gefördert wird, und unter der Ausnutzung des Flächenverhältnisses von zwei zu eins, ergibt sich nach der Gleichung 5.1 der Hub des Stufenkolbens zu

$$s_K = \frac{2 \cdot V_K}{A_{K1}} = \frac{2 \cdot 3,5\text{mm}^3}{29,224\text{mm}^2} = 0,239\text{mm}.$$

Für die technische Realisierung wurde ein Hub von 0,25 mm für die Variante 1 gewählt. Mit diesen 0,25 mm Hub ergeben sich ein Hubvolumen von 0,0036 cm³ und eine Förderfrequenz von ca. 48 Hz.

7.3 Funktionsweise Variante 2

Bei den Untersuchungen an der Variante 1 sind Probleme beim Ansaugverhalten und der Druck- bzw. Volumenstromkonstanz der Dosierpumpe aufgetreten, auf die in Kapitel 9 näher eingegangen wird. Zur Minderung der internen Leckage wurden deshalb bei der Variante 2 Dichtungselemente in die Kolbenführung integriert und statt einer zylindrischen Schraubendruckfeder eine Tellerfeder verwendet. In Abbildung 7.5 sind eine Schnittdarstellung der Variante 2, ein Ausschnitt mit dem Arbeitsraum und der angefertigte Prototyp der Dosierpumpe dargestellt. Der dargestellte Prototyp befindet sich zur leichteren Montage und Demontage in einem als Überwurfkonstruktion ausgeführten Montagegehäuse.

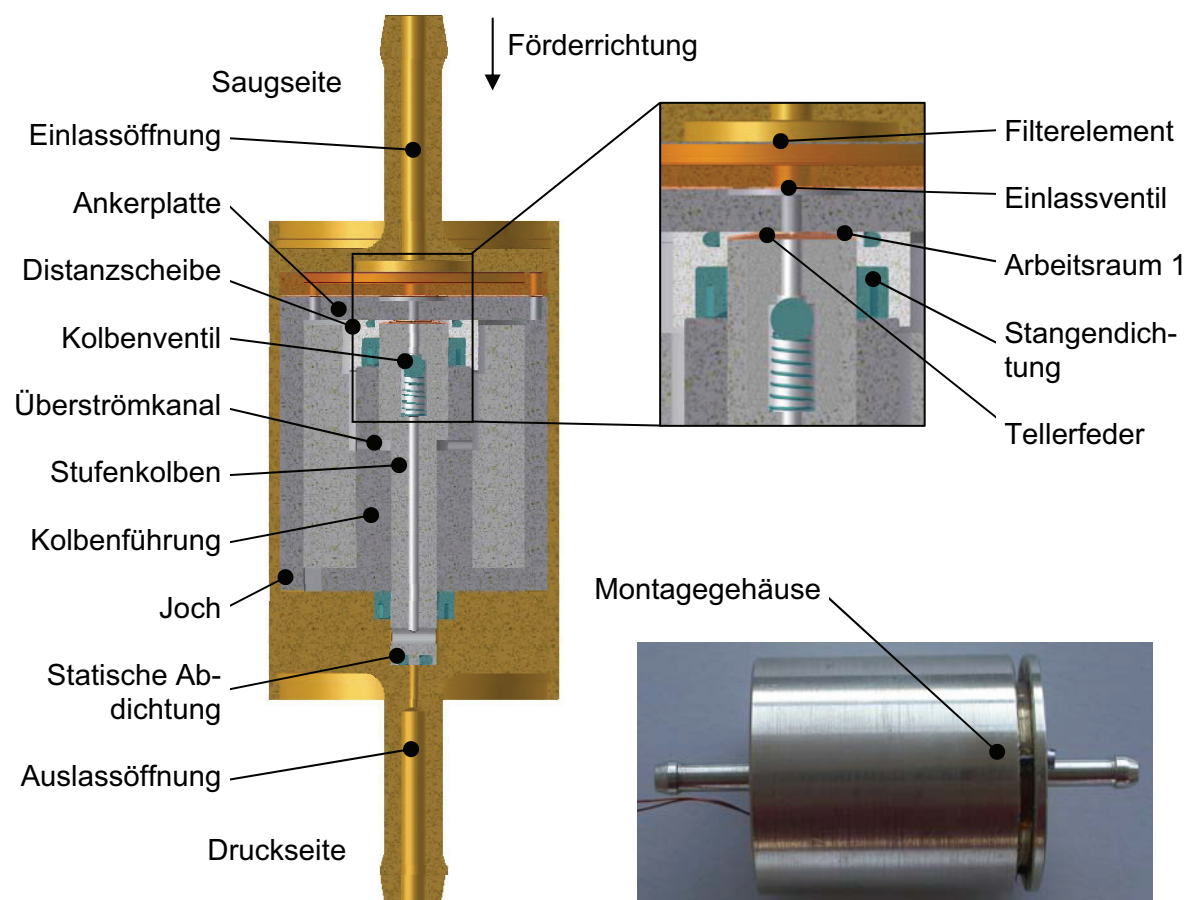


Abbildung 7.5: Schnittdarstellung Variante 2

Die Funktionalität der Dosierpumpe hat sich im Vergleich zur Variante 1 nur geringfügig geändert. Durch die Integration der Dichtungen auf der Saug- und Druckseite ist es gelungen, den Einfluss des fertigungsbedingte Spiel zwischen Stufenkolben und Kolbenführung auf das Leckölvolume zu minimieren und somit die Druck- und Volumenstromkonstanz zu verbessern. Um den magnetischen Fluss in der Ankerplatte nicht zu verschlechtern, wurde die Dichtung auf der Druckseite der Dosierpumpe in die Auslassöffnung integriert. Aus diesem Grund wurde der Stufenkolben im Vergleich zur Variante 1 verlängert.

Die Tellerfedern haben Vorteile im Vergleich zu den in Variante 1 verwendeten zylindrischen Schraubendruckfedern. Tellerfedern weisen im Gegensatz zu zylindrischen Schraubendruckfedern einen nichtlinearen Zusammenhang zwischen Federweg und Federkraft auf. Mit der Wahl der Federgeometrie kann eine individuell angepasste Federkennlinie eingestellt werden, welche die Kräfteverhältnisse an der Pumpe berücksichtigt. Im Vergleich zur Variante 1 ist das Totvolumen kleiner.

Bei den in der Kolbenführung eingesetzten Dichtungen handelt es sich um federvorgespannte Stangendichtungen des Typs JS der Firma /18/ aus Polon[®] 031. Polon[®] 031 ist der Handelsname eines modifizierten PTFE-Materials, das in einem Temperaturbereich von -190 °C bis +290 °C eingesetzt werden kann. Auf Grund der Verwendung von modifiziertem PTFE als Dichtungsmaterial sind eine hohe Medienbeständigkeit sowie eine vergleichsweise lange Lebensdauer der Dichtung gewährleistet. Bei diesem Typ der Stangendichtungen handelt es sich nach [Haas 2006] um ein berührendes Dichtelement für eine dynamische Dichtstelle. Die Abdichtung beruht auf der Flächenpressung zwischen der Stangendichtung und dem Stufenkolben, hervorgerufen durch die Vorspannung des Dichtungsmaterials mittels des Federelementes im eingebauten Zustand der Stangendichtung. In Folge der Flächenpressung und der axialen Bewegung des Stufenkolbens bildet sich an der Kontaktfläche zwischen Stangendichtung und Stufenkolben ein Schmierfilm aus.

Die Dicke des Schmierfilmes ist entscheidend für die auftretende Reibung zwischen Stangendichtung und Stufenkolben sowie für die Lebensdauer des Dichtungselements. In einer ersten Auslegung wurde, wegen der geringen Antriebskräfte des Elektromagneten, die Flächenpressung gering gewählt, wodurch sich eine verhältnismäßig große Leckage zwischen Kolbenführung und Stufenkolben einstellt. Um auftretendes Lecköl aufzufangen und einer erneuten Förderung zur Verfügung zu stellen, wurden, ebenso wie bei der Variante 1, ein Leckölraum und ein Überströmkanal in die Konstruktion integriert. Die Verwendung der Stangendichtungen ist mit erhöhten Kosten für die Dosierpumpe verbunden, verbessert aber das Förderverhalten der Dosierpumpe deutlich.

Entsprechend der Verfügbarkeit der gewählten Innendurchmesser der Stangendichtungen von 4 mm und 6 mm ergeben sich Kolbenflächen von

$$A_{K1} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{K1}^2 = \frac{\pi}{4} \cdot (6\text{mm})^2 = 28,247\text{mm}^2$$

und

$$A_{K2} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{K2}^2 = \frac{\pi}{4} \cdot (4\text{mm})^2 = 12,566\text{mm}^2.$$

Somit ergibt sich ein Flächenverhältnis von A_{K2} zu A_{K1} von 0,448. Dieses Verhältnis der Kolbenflächen bedeutet, dass die Förderung durch die beiden wirksamen Kolbenflächen nicht mehr symmetrisch verläuft. Beim bestromten Hub des Stufenkolbens in Richtung Saugseite wird mehr Kraftstoff gefördert als beim Rückhub. Unter der Voraussetzung,

dass das gesamte durch die Kolbenfläche A_{K1} angesaugte Medium bei einem Arbeitstakt gefördert wird, ergibt sich ein Hub des Stufenkolbens nach der Gleichung 7.1 von

$$s_K = \frac{2 \cdot V_K}{A_{K1}} = \frac{2 \cdot 3,5 \text{ mm}^3}{28,247 \text{ mm}^2} = 0,247 \text{ mm}.$$

Realisiert wurde ein Hub von 0,25 mm, was einem Hubvolumen pro Hub von 0,0035 cm³ entspricht. In Tabelle 7.3 sind die geometrischen und technischen Daten der Variante 2 zusammengestellt.

Tabelle 7.3: Geometrische und technische Kennwerte der Variante 2

Merkmal	Betrag
Größter Außendurchmesser	25 mm
Länge	76,7 mm
Kolbendurchmesser 1	6 mm
Kolbendurchmesser 2	4 mm
Hubvolumen	0,0035 cm ³
Förderfrequenz Volllast	ca. 50 Hz
Volumenstrom Volllast	630 ml/h
Förderfrequenz Teillast	ca. 25 Hz
Volumenstrom Teillast	320 ml/h
Gewicht Pumpe	151,7 g
Gewicht bewegte Teile	3,9 g
Teileanzahl	20 Stck

7.4 Funktionsweise Variante 3

Bei der Variante 2 sind Probleme mit der Lebensdauer der verwendeten Tellerfedern aufgetreten. Aus diesem Grund wurde in einem weiteren Iterationsschritt die verwendete Tellerfeder durch eine zylindrische Schraubendruckfeder ersetzt, die im Gegensatz zur Variante 1 nicht mehr in den Arbeitsraum 1 integriert ist.

Die Variante 3 hat die gleiche Funktionalität wie Variante 1 und Variante 2, unterscheidet sich aber im konstruktiven Aufbau. Zur Abdichtung der internen Leckage werden in der Variante 3 die gleichen Stangendichtungen verwendet wie in der Variante 2. Durch den Einsatz der Stangendichtungen ist es gelungen, neben der Minderung der internen Leckage auch die Fertigungstoleranzen von Stufenkolben und Kolbenführung zu vergrößern. In der Variante 3 wurden die Stangendichtungen so angeordnet, dass der Stufenkolben in zwei unterschiedlichen Bauteilen geführt wird und es trotzdem zu keinem Klemmen des Stufenkolbens in der Kolbenführung kommt. Die für den Rückhub notwendige Kraft wird in der Variante 3 wieder durch eine zylindrische Schraubendruckfeder

erzeugt, die im Gegensatz zur Variante 1 nicht im Arbeitsraum 1 eingebaut ist. Die Druckkraft wird über einen Bund im Stufenkolben eingeleitet. In Abbildung 7.6 sind eine Schnittdarstellung, ein Ausschnitt mit dem Arbeitsraum und der Prototyp der Dosierpumpe dargestellt.

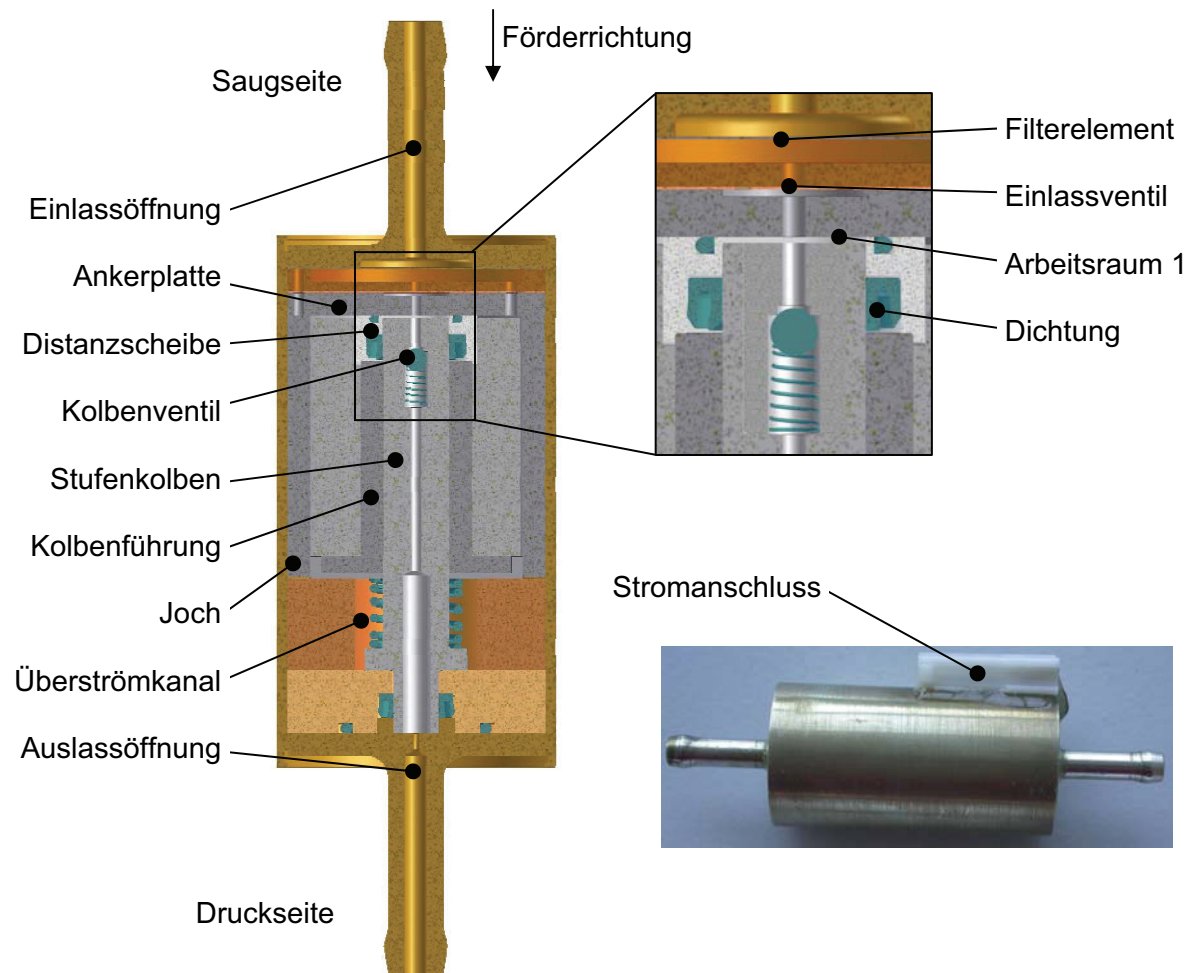


Abbildung 7.6: Schnittdarstellung Variante 3

In der Tabelle 7.4 sind die geometrischen und technischen Daten der Variante 3 zusammengestellt. Für die Konstruktion der Variante 3 wurden die gleichen Durchmesser des Stufenkolbens wie bei der Variante 2 verwendet. Infolge der festen Durchmesser der Stangendichtungen ergibt sich das Flächenverhältnis von A_{K2} zu A_{K1} , wie auch schon bei der Variante 2, zu 0,448.

Tabelle 7.4: Geometrische und technische Kennwerte der Variante 3

Merkmal	Betrag
Größter Außendurchmesser	25 mm
Länge	85,5 mm
Kolbendurchmesser 1	6 mm
Kolbendurchmesser 2	4 mm
Hubvolumen	0,0035 cm ³
Förderfrequenz Volllast	ca. 50 Hz
Volumenstrom Volllast	630 ml/h
Förderfrequenz Teillast	ca. 25 Hz
Volumenstrom Teillast	320 ml/h
Gewicht Pumpe	169,2 g
Gewicht bewegte Teile	5,4 g
Teileanzahl	22 Stck

Speziell die Variante 3 verdeutlicht die Probleme bei der Konstruktion eines Aktuators der „Zentifluidtechnik“. Die zur Erzeugung des geringen Volumenstroms notwendigen kleinen Bauteilabmessungen bzw. die damit erzeugbaren elektromagnetischen Kräfte bzw. Momente begrenzen die erreichbaren Druckdifferenzen zwischen Saug- und Druckseite deutlich. Um den geforderten Volumenstrom zu erzielen, mussten spezielle Dichtungselemente in die Dosierpumpe eingebaut werden. Das Prinzip des Doppelhubes kann mit vergleichsweise einfachen fertigungstechnischen Mitteln umgesetzt werden, was sich positiv auf die Stückkosten der Dosierpumpe auswirkt. Eine Kostenabschätzung der Firma /21/ hat ergeben, dass die Stückkosten der Variante 1 zwischen 8 € und 10 € liegen würden. Trotz der Stangendichtungen liegt auch der Stückpreis der Variante 3 unter dem Preis der Referenzpumpe DP40.

7.5 Ansteuerung

Die Ansteuerung und die Spannungsversorgung der DP40 erfolgen über das Steuergerät des Stand- bzw. Zuheizgerätes. Versorgt wird die DP40 mit einem Rechtecksignal, im Volllastfall von ca. 5 Hz, das pulswidenmoduliert ist. Durch die PWM entsteht aus der Bordspannung des Fahrzeuges von 13,5 V eine effektive Spannung von 8,5 V. Gesteuert wird die Dosierpumpe über die Frequenz des Rechtecksignals.

Da das Steuergerät der Standheizung nicht ohne Sensorsignal vom Heizgerät arbeitet, wurde für die Dosierpumpe ein spezielles Steuergerät entworfen und gebaut. Das Dosierpumpensteuergerät arbeitet auf der gleichen Basis wie das Steuergerät der Standheizung. Es wandelt eine konstante Spannung in ein Rechtecksignal um. Das Rechteck-

signal wird von einem Mikrokontroller mit einem Taktgenerator erzeugt. Die Programmierung des Mikrokontrollers erlaubt es, die Dosierpumpe mit dem Rechtecksignal oder dem Rechtecksignal mit PWM zu betreiben. Als Schaltelement wird ein High-Side-Switch verwendet, der in Abhängigkeit vom Steuersignal, das durch den Mikrokontroller erzeugt wird, die Eingangsspannung des Labornetzteils schaltet. Über eine RS232-Schnittstelle können die Parameter des Mikrokontrollers für die Förderfrequenz und die PWM-Frequenz während des Betriebs des Steuergerätes geändert werden. In Abbildung 7.7 ist das entwickelte Steuergerät dargestellt.



Abbildung 7.7: Dosierpumpensteuergerät

Mit einem passenden Adapterstecker kann dieses Steuergerät auch zur Versorgung der DP40 verwendet werden.

8. Versuchstechnik

Um die neu entwickelte Dosierpumpe zu charakterisieren und die Simulationsergebnisse zu validieren, wurden die Neuentwicklung und die DP40 mit Hilfe von unterschiedlichen Messaufbauten untersucht. Dabei wurden u.a. die Kolbengeschwindigkeit und das Förderverhalten der Dosierpumpen in Abhängigkeit von unterschiedlichen Umgebungsbedingungen gemessen. Darüber hinaus wurde das Mikrobearbeitungszentrum mit seiner erzielbaren Positioniergenauigkeit als Plattform zur berührungslosen Oberflächenmessung ausgerüstet und verwendet.

8.1 Geschwindigkeitsmessung

Der in Kapitel fünf dargestellte direkte Zusammenhang zwischen der Kolbengeschwindigkeit und dem Volumenstrom macht die Kolbengeschwindigkeit zur fundamentalen Größe. Um die Kolbengeschwindigkeit unter realen Bedingungen zu messen, müssen die Untersuchungen an einer vollständig befüllten und fördernden Dosierpumpe durchgeführt werden, damit die Einflüsse der Flüssigkeit auf die Kolbengeschwindigkeit der Dosierpumpe mit erfasst werden.

Um die Geschwindigkeit des Kolbens zu messen und die Messung nicht durch auftretende Reibungs- und Beschleunigungsverluste von berührenden Messaufnehmern zu verfälschen, wird zur Bestimmung der Kolbengeschwindigkeit ein berührungsloses Messverfahren eingesetzt. In der Technik sind verschiedene Möglichkeiten, die Geschwindigkeit eines bewegten Objektes berührungslos zu messen, bekannt. Eine Möglichkeit ist die Laser-Doppler-Vibrometrie, im Weiteren mit LDV bezeichnet. Nach [Czarske 2005] handelt es sich bei der LDV um ein berührungsloses Messverfahren zur Bestimmung von Wegen und Geschwindigkeiten mit Hilfe des Dopplereffektes. Der Dopplereffekt wird nach [Czichos 2000] als die Änderung der Frequenz eines bewegten Wellenerzeugers definiert. Bewegen sich Wellenerzeuger und Beobachter relativ zueinander, so wird vom Beobachter eine andere Frequenz $f_D(t)$ registriert als bei einer ruhenden Quelle. Dieser nach Doppler benannte Effekt tritt sowohl bei akustischen als auch bei elektromagnetischen Wellen auf. Wird die Welle von einem bewegten Objekt, z.B. dem Stufenkolben, reflektiert und von einem Messsystem detektiert, beträgt die Frequenz der reflektierten Wellen

$$f_D(t) = \frac{2 \cdot v_K(t)}{\lambda_D}, \quad (8.1)$$

wobei $v_K(t)$ die Geschwindigkeit des bewegten Objektes und λ_D die Wellenlänge der ursprünglichen Welle sind. Um im Umkehrschluss die Geschwindigkeit eines Objektes bestimmen zu können, wird bei bekannter Ausgangswellenlänge die Dopplerfrequenz bestimmt. In Abbildung 8.1 ist das Messprinzip des verwendeten OFV 353 Sensor Head der Firma /19/ und des Messverstärkers OFV 3000 dargestellt.

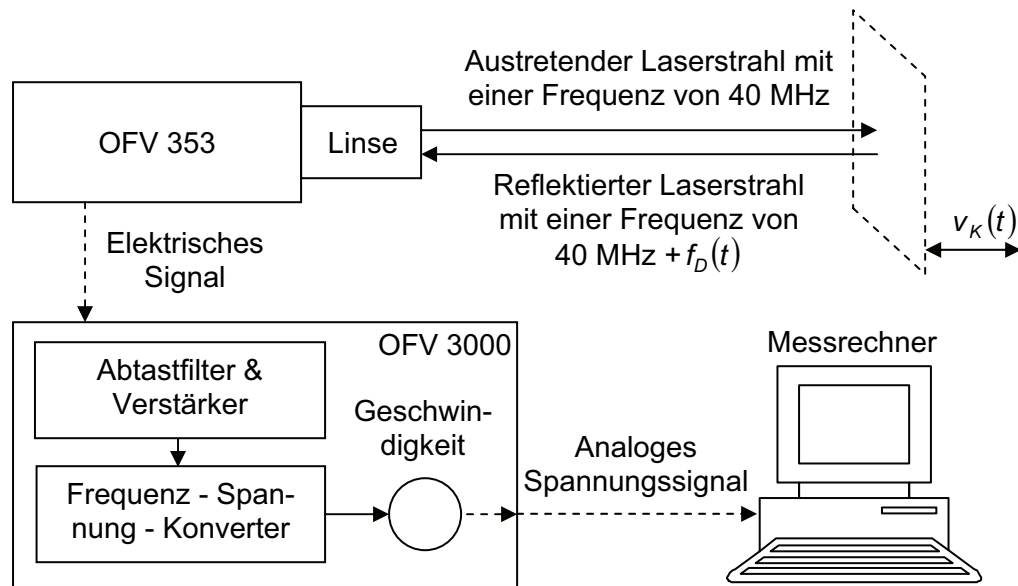


Abbildung 8.1: Messprinzip der LDV

Der OFV 353 arbeitet mit einem Helium-Neon-Laser mit einer Wellenlänge von 316 nm. Der erzeugte Laserstrahl wird über eine Optik auf das Messobjekt fokussiert. Der vom Messobjekt reflektierte Laserstrahl wird im OFV 353 aufgefangen. Die Frequenzverschiebung wird im Messverstärker ausgewertet und als ein analoges Messsignal an den Messrechner weitergegeben.

Um mit dem LDV-Messverfahren die Kolbengeschwindigkeit einer befüllten und fördernden Dosierpumpe zu bestimmen, wurde das Verfahren an die spezifischen Randbedingungen der Dosierpumpe angepasst. Um eine fördernde Pumpe untersuchen zu können, wird der Laserstrahl durch ein Röhrchen, an dessen Ende eine Glasplatte befestigt ist, auf den Stufenkolben gerichtet. Die Konstruktion der Dosierpumpe erlaubt es, mit einer entsprechend modellierten Auslassöffnung die Geschwindigkeit des Stufenkolbens zu ermitteln und somit indirekt den zeitlichen Verlauf des Volumenstroms zu bestimmen. Um Wechselwirkungen zwischen der Kolbenbewegung und der elektrischen Ansteuerung der Dosierpumpe zu detektieren, wurde neben der Kolbengeschwindigkeit auch der zeitliche Verlauf des Stroms der Dosierpumpe aufgezeichnet.

Bei den Messungen kommt es aufgrund des verwendeten Messaufbaues zur Blasenbildung im Röhrchen, wobei die Menge der erzeugten Blasen vom Fördermedium abhängt. Aufgrund der unterschiedlichen Ausbreitungsgeschwindigkeit des Lichtes in den einzelnen Medien kommt es zu Messfehlern, die bei der Berechnung der Kolbengeschwindigkeit berücksichtigt werden müssen.

Die Kolbengeschwindigkeit ist die Ableitung des Kolbenweges. Damit ergibt sich die Kolbengeschwindigkeit zu

$$s_K(t) = \int v_K(t) dt . \quad (8.2)$$

Bei der digitalen Messwerterfassung liegen diskrete Werte der Kolbengeschwindigkeit vor, so dass der Kolbenweg durch numerische Integration bestimmt werden kann. Für den Kolbenweg der Dosierpumpe ergibt sich, ausgehend von einem Anfangswert v_1 , folgender Zusammenhang

$$s_K = \sum_{i=1}^w v_{Ki} \cdot \Delta t. \quad (8.3)$$

Um den Kolbenhub der Dosierpumpe zu bestimmen und somit einen Korrekturfaktor für den zeitlichen Geschwindigkeitsverlauf zu berechnen, wurde der Kolbenhub der Dosierpumpe mit einem Koordinatenmessgerät der Firma /27/ vermessen. Die auftretende Abweichung des mit dem LDV gemessenen Kolbenhubes von dem mit dem Koordinatenmessgerät gemessenen Kolbenhub kann mit dem Korrekturfaktor K , der für jede Messung einzeln bestimmt werden muss, korrigiert werden. Somit ergibt sich für die Berechnung des Kolbenhubes aus den Messergebnissen die Gleichung

$$s_K = K \cdot \sum_{i=1}^w v_{Ki} \cdot \Delta t. \quad (8.4)$$

Bei den Dosierpumpen haben sich Kolbengeschwindigkeiten von über 300 mm/s ergeben. Die Geschwindigkeitsverläufe der einzelnen Dosierpumpen sind in Kapitel 9 der Arbeit dargestellt.

8.2 Komponentenprüfstand

Um die Dosierpumpen hinsichtlich ihrer Leistungsfähigkeit und Zuverlässigkeit zu untersuchen, wurde ein Komponentenprüfstand entwickelt und aufgebaut. Für die Charakterisierung des Förderverhaltens werden die erzeugten Drücke aufgezeichnet und die Volumenstrompulsation in Abhängigkeit vom Saug- und Förderdruck ermittelt. Um den Einfluss der Temperatur zu bestimmen, wurde der Komponentenprüfstand in eine Kälte- und Wärmetestkammer der Firma /3/ eingebaut. Damit lassen sich die Untersuchungen in einem Temperaturbereich zwischen -40 °C und 180 °C durchführen.

Der Komponentenprüfstand besteht u.a. aus dem Versorgungsbehälter für das Fördermedium, der Messstelle Saugseite, der Messstelle Druckseite, der Feindrossel und dem Durchflusssensor. In Abbildung 8.2 ist die Variante 1 der entwickelten Dosierpumpen, im Komponentenprüfstand, in die Kälte- und Wärmetestkammer eingebaut, dargestellt. Der Versorgungsbehälter besteht aus zwei rechteckigen Aluminiumplatten, in deren Mitte eine Polyethylenmembran einklebt ist. In jede Aluminiumplatte ist eine Tasche eingearbeitet. Pro Tasche stehen ca. 1200 ml Volumen zur Verfügung. In einer Tasche befindet sich die zu fördernde Flüssigkeit. In der anderen wird über eine Druckluftversorgung bzw. Vakuumpumpe ein Über- bzw. Unterdruck eingestellt. Der eingestellte Druck wirkt über die Membran auf das Fördermedium. Somit kann bei einem Test mit der Dosierpumpe der Vordruck von -0,85 bar bis zu 8 bar variiert werden. Für die Regelung des Druckes werden mechanische Druckminderventile bzw. Vakuumregler eingesetzt.

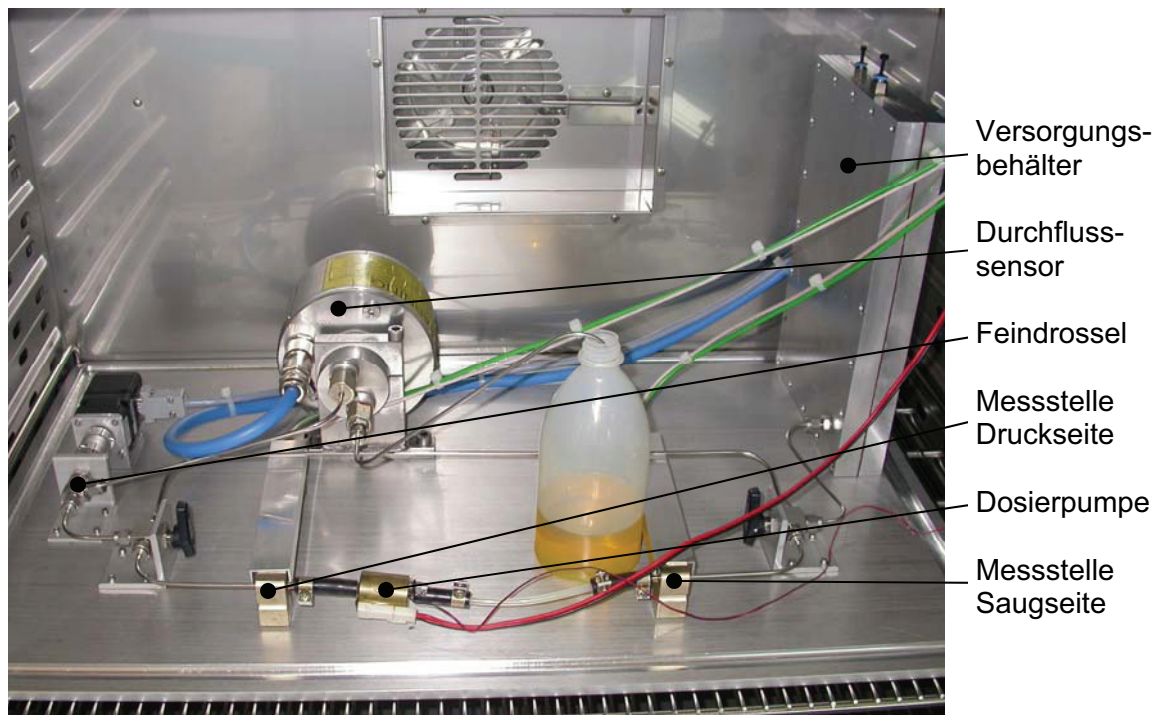


Abbildung 8.2: Komponentenprüfstand

Die saugseitige und die druckseitige Messstelle verfügen jeweils über einen Temperatur- und Drucksensor. Bei den Drucksensoren handelt es sich um Miniaturdruckaufnehmer der Firma /7/. Die Aufnehmer haben eine frontbündige Membran, auf die eine Messbrücke aus Siliziumdehnungsmessstreifen aufgebracht ist. Damit wird der Differenzdruck auf der Saug- bzw. Druckseite gemessen. Der auf der Druckseite der zu untersuchenden Komponenten gewünschte Druck wird mit einer durch einen Schrittmotor angetriebenen Feindrossel der Firma /18/ eingestellt. Der Förderdruck der Dosierpumpe stellt sich in Abhängigkeit vom geförderten Volumenstrom und dem vorhandenen Drosselquerschnitt ein. Nach der Drosselstelle wird der erzeugte Volumenstrom mit einem Durchflusssensor der Firma /22/ gemessen. Der verwendete Massendurchflusssensor SITRANS FC MASSFLO arbeitet nach dem Coriolis-Prinzip. Im Massendurchflusssensor befindet sich ein dünnes Metallrohr. Durch einen elektromagnetischen Erreger wird das Rohr in Resonanz versetzt. Beim Durchströmen des Rohrs verformt sich das Rohr proportional zum Massenstrom. Die Resonanzfrequenz des durchströmten Rohres ist ein Maß für die Dichte des Fördermediums. Zusätzlich besitzt der Massendurchflusssensor Temperatursensoren, so dass aus dem Massenstrom und der Dichte des Mediums der Volumenstrom berechnet werden kann.

Für die Untersuchung der Dosierpumpe wurden auf dem Komponentenprüfstand drei verschiedene Prüfungen durchgeführt:

1. Kontinuitätsmessung

Ziel der Kontinuitätsmessung ist es, den zeitlichen Verlauf des Volumenstroms der Dosierpumpe zu ermitteln. Dazu wird mit dem Dosierpumpensteuergerät eine Frequenz für

die Ansteuerung der Dosierpumpe vorgegeben und der Volumenstrom sowie der Druck auf der Saug- und Druckseite der Dosierpumpe ermittelt. Die Versuche werden dabei über eine Zeitdauer von 60 min durchgeführt. Der Versuch wird mit verschiedenen Fördermedien und Umgebungstemperaturen durchgeführt.

2. Förderdruckvariation

Bei den Untersuchungen wird das Verhalten der Dosierpumpe bei unterschiedlichen Drücken auf der Druckseite der Dosierpumpe untersucht. Neben dem Druck und dem Volumenstrom werden auch die Spannung und der Strom durch die Spule der Dosierpumpe sowie die Temperatur vor und hinter der Dosierpumpe gemessen. Der Versuchsablauf ist wie folgt: Nachdem sich ein konstanter Volumenstrom eingestellt hat, wird der Drosselquerschnitt der Feindrossel so eingestellt, dass sich auf der Druckseite der Dosierpumpe der gewünschte Druck einstellt. Der Druck auf der Saugseite wird bei diesen Untersuchungen konstant gehalten. Bei den einzelnen Versuchsdurchläufen werden der Volumenstrom der Dosierpumpe, die Umgebungstemperatur und das Fördermedium variiert.

3. Saugdruckvariation

Bei der Saugdruckvariation wird das Verhalten der Dosierpumpe bei unterschiedlichen Drücken auf der Saugseite ermittelt. Das Vorgehen ähnelt den Untersuchungen zur Förderdruckvariation. Nachdem sich ein konstanter Volumenstrom eingestellt hat, werden mit Hilfe des Versorgungsbehälters und des Vakuumreglers bzw. Druckminderungsventils unterschiedliche Drücke in der Saugleitung eingestellt. Die Steuerung des Druckes erfolgt manuell. Der Druck auf der Druckseite der Dosierpumpe wird während der Untersuchungen konstant gehalten. Wie bei der Förderdruckvariation werden bei jedem Versuchsdurchlauf der Volumenstrom, die Umgebungstemperatur und das Fördermedium variiert.

8.3 Oberflächenmessung

Dank der hohen Genauigkeit seiner Luftführungen eignet sich das Mikrobearbeitungszentrum auch als Plattform für topografische berührungslose Messverfahren. Dafür wurde ein Konfokalsensor der Firma /17/ zur berührungslosen Messung von Oberflächen in das Zentrum integriert. Bei dem verwendeten Konfokalsensor KF3 Tele wird ein punktförmiger Lichtstrahl über ein Abtastobjektiv auf die zu messende Oberfläche gerichtet. Der reflektierte Lichtstrahl wird vom selben Objektiv aufgefangen und auf einen punktförmigen Detektor geleitet. In Abhängigkeit von der Fokussierung des Lichtstrahls durch das Abtastobjektiv ergibt sich ein entsprechend großer Lichtfleck auf der zu messenden Oberfläche. Dieser Lichtfleck besitzt eine bestimmte Lichtintensität, wobei diese im Fokus am größten ist. Es ergibt sich ein quadratischer Zusammenhang hinsichtlich der Verteilung der Lichtintensität. Um ein Höhenprofil zu ermitteln, wird das Abtastobjektiv in eine harmonische Schwingung versetzt. Die angeschlossene Auswerteelektronik erfasst aus dem Signalmaximum des Detektors und der Position des Abtastobjektives das Höhenprofil der zu messenden Oberfläche. Der Konfokalsensor ist im Mikrobearbeitungs-

zentrum so eingebaut, dass über das Verfahren der X- und Y-Achse des Mikrobearbeitungszentrums das Höhenprofil einer Oberfläche punktweise erfasst wird. Der Konfokalsensor arbeitet mit einem Laserstrahl als Lichtquelle, der eine Wellenlänge von 780 nm hat. Der Sensor ermöglicht Messungen in einem Messbereich von 1 mm und besitzt eine Auflösung von 20 nm.

8.4 Messwerterfassung und Messfehler

Bei allen verwendeten Sensoren wird eine physikalische Größe in ein analoges Spannungssignal umgewandelt. Für eine anschließende Auswertung muss dieses Spannungssignal mit einer gesonderten Messkarte digitalisiert und mit einem Datenerfassungsprogramm weiter verarbeitet werden.

Tabelle 8.1: Verwendete Messsensoren

Sensor	Hersteller	Messprinzip	Messbereich	Messfehler
OFV 353 Sensor Head	/19/	<ul style="list-style-type: none"> • berührungslose Geschwindigkeitsmessung • LDV 	0...1000 mm/s	1 % vom Messbereich
SITRAS FC MASSFLO	/22/	<ul style="list-style-type: none"> • Durchflussmessung • Coriolis-Effekt 	0...65 kg/h	0,1 % vom Messbereich
XPM4	/7/	<ul style="list-style-type: none"> • Drucksensoren • Siliziumdehnungsmessstreifen 	0...5 bar	±0,35 % vom Messbereich
KF3 Tele	/17/	<ul style="list-style-type: none"> • berührungslose Oberflächenmessung • Konfokalsensor 	0...1 mm	±0,1 % vom Messbereich
AOBUH D06	/1/	<ul style="list-style-type: none"> • Biegebalkenkraftsensor • Siliziumdehnungsmessstreifen 	0...10 kg	±0,02 % vom Messbereich
optoNCDT ILD1400-10	/14/	<ul style="list-style-type: none"> • berührungslose Wegmessung • Triangulationsmessung 	±10 mm	±0,2 % vom Messbereich
E3 ac/dc Probe	/5/	<ul style="list-style-type: none"> • induktive Strommessung 	0,05...100 A	0,1 % vom Messbereich

In Tabelle 8.1 sind die zur Untersuchung der Dosierpumpe eingesetzten Messsensoren zusammengestellt. Zusätzlich zu den bisher beschriebenen Sensoren sind in der Tabelle auch der Triangulationssensor zur Wegmessung, der Biegebalkenkraftsensor zur Kraftbestimmung und eine Strommesszange enthalten. Für die Messwerterfassung wurde

eine Messkarte der Firma /16/ und für die Steuerung und Verarbeitung ein LabVIEW-Programm der Firma /16/ verwendet.

Die Messwerte unterliegen einer statistischen Verteilung und haben Messfehler. Das bedeutet, dass der gemessene Wert nicht dem wahren Wert der physikalischen Größe entspricht. Die Fehler werden hinsichtlich ihrer unterschiedlichen Ursachen und den unterschiedlichen zu ihrer Korrektur bestehenden Möglichkeiten nach [Kiencke 2005] und [Schrüfer 1990] in systematische und zufällige Messfehler eingeteilt. Dabei ist die Ursache für den systematischen Messfehler bekannt. Zufällige Fehler werden hervorgerufen durch nicht erfassbare und nicht beeinflussbare Änderungen der Messgeräte, des Beobachters und der Umwelt. Die Folge ist, dass die wiederholte Messung einer Messgröße unterschiedliche, streuende Messwerte ergibt. In der Technik werden diese unterschiedlichen Messfehlerarten in den vom Hersteller angegebenen Garantiefehlergrenzen zusammengefasst. Dabei garantiert der Hersteller der Sensoren, dass der Messfehler unter festgelegten Bedingungen innerhalb der angegebenen Grenze liegt.

Es werden unterschiedliche Fehlertypen von den Herstellern angegeben. Unter der Annahme, dass bei einer idealen Messung ein linearer Zusammenhang zwischen Messgröße und Abbildungsgröße besteht, wird von den Herstellern in der Regel ein Linearitäts-, Hysteresese- und Reproduzierbarkeitsfehler für die Sensoren angegeben. Der Linearitätsfehler gibt die Abweichung vom linearen Zusammenhang zwischen Messgröße und Abbildungsgröße an. Die Messgröße steht im Gegensatz zur idealen Messung nicht in einem linearen Zusammenhang zur Abbildungsgröße. Bei Messungen mit einem Hysteresefehler ist der Offsetfehler bei steigender oder sinkender Messgröße unterschiedlich. Der Reproduzierbarkeitsfehler gibt die Abweichung der Messgröße bei mehrfachen Messungen an.

Zum Beispiel werden für den SITRAS FC MASSFLOW die folgenden Fehler vom Hersteller /22/ angegeben:

Massendurchfluss	Linearitätsfehler	0,1 % vom Durchfluss,
	Reproduzierbarkeitsfehler	0,05 %,
	Max. Nullpunktfehler	0,002 kg/h,
Dichte	Dichtefehler	0,001 g/cm ³ ,
	Reproduzierbarkeitsfehler	0,0002 g/cm ³ ,
Temperatur	Fehler	0,5°.

Mit einer entsprechenden Fehlerfortpflanzung kann der Gesamtfehler bei der Volumenstrommessung bestimmt werden. Bei einem angenommenen Massestrom von 0,5 kg/h, was in etwa einem Volumenstrom von 630 ml/h entspricht, kann der Gesamtfehler der Volumenstrommessung nach

$$E_{Durchf} = \pm \sqrt{(0,1)^2 + \left(\frac{z_{Durchf} \cdot 100}{\dot{m}} \right)^2} \quad (8.5)$$

berechnet werden. Die dargestellte Gleichung entspricht der wahrscheinlichen Unsicherheit und ergibt sich aus der geometrischen Addition der Fehlergrenzen. Dabei steht E_{Durchf} für den Fehler in Prozent, z_{Durchf} für den Nullpunktfehler und \dot{m} für den gemessenen Massestrom. Somit ergibt sich der Fehler von

$$E_{Durchf} = \pm \sqrt{(0,1)^2 + \left(\frac{z_{Durchf} \cdot 100}{\dot{m}} \right)^2} = \pm \sqrt{(0,1)^2 + \left(\frac{0,002 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 100}{0,5 \frac{\text{kg}}{\text{h}}} \right)^2} = \pm 0,4123 \%$$

Ähnliche Betrachtungen wurden für die anderen in Tabelle 8.1 aufgetragenen Sensoren durchgeführt. Die Sensoren haben ähnliche Gesamtfehler wie der beschriebene SITRAS FC MASSFLOW.

9. Vergleich der Pumpen

Für die Bewertung der entwickelten Pumpenvarianten werden in diesem Kapitel die hydraulischen und elektrischen Kennfelder der Dosierpumpen bei unterschiedlichen Temperaturen, Fördermedien sowie Druckverhältnissen auf der Saug- und Druckseite dargestellt und diskutiert. Im Einzelnen handelt es sich um die Varianten 1 und 3 und zum Vergleich um die DP40. Weil bei der Variante 2 keine ausreichende Lebensdauer der Tellerfedern erzielt werden konnte, wurde sie nicht mit einbezogen.

9.1 Variante 1

Die Variante 1 hat einen Kolbenhub von 0,25 mm, eine Förderfrequenz von ca. 50 Hz und einen theoretischen Volumenstrom von 630 ml/h. Die beiden Arbeitsräume werden ausschließlich durch die Drosselwirkung des engen Ringspalts zwischen Stufenkolben und Kolbenführung voneinander getrennt.

9.1.1 Geschwindigkeitsprofil Variante 1

Das Geschwindigkeitsprofil wurde mit dem in Kapitel 8.1 beschriebenen Verfahren bestimmt. Für die Messungen wird die Dosierpumpe waagrecht aufgebaut. Der verwendete Versuchsaufbau erlaubt keine Variation des Druckes auf der Saug- und Druckseite der Dosierpumpe. Die Untersuchungen wurden mit den verschiedenen Fördermedien durchgeführt.

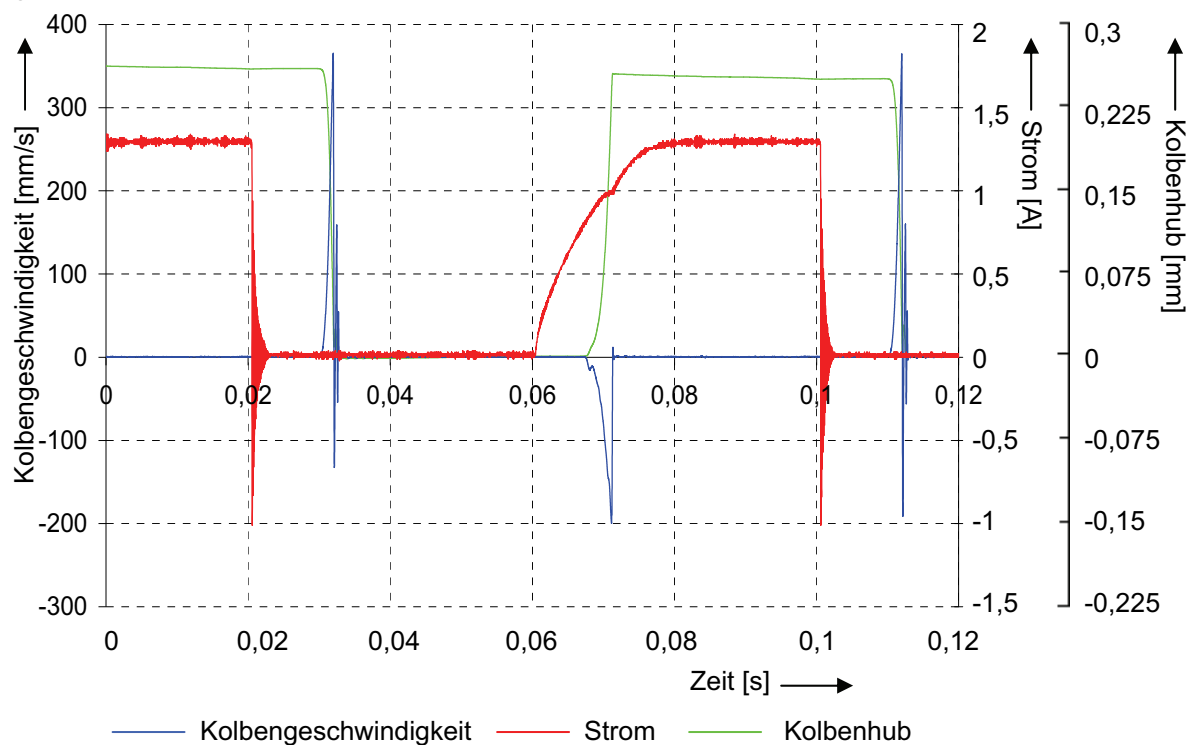


Abbildung 9.1: Hubverlauf Variante 1

In Abbildung 9.1 ist der Geschwindigkeitsverlauf der Variante 1 dargestellt. Zusätzlich sind in der Abbildung der Stromverlauf und der aus dem Geschwindigkeitsverlauf berechnete Kolbenhub aufgezeichnet, wobei die Messung des Stroms direkt am Verstärker erfolgte ohne Freilaufdiode. Die Messungen wurden mit einer Abtastzeit von 40 ms durchgeführt, was einer Ansteuerfrequenz von 12,5 Hz bzw. einer Förderfrequenz von 25 Hz entspricht. Bei einer höheren Förderfrequenz verkleinert sich die Ruhephase des Stufenkolbens, die Charakteristik des Geschwindigkeitsverlaufes bleibt aber erhalten.

Nachdem die Spule der Dosierpumpe durch das Dosierpumpensteuergerät mit einer Spannung von 8,5 V versorgt wird, fließt über die Induktivität und den ohmschen Widerstand der Spule ein Strom. Da die Dosierpumpe von einem Labornetzteil versorgt wird, kann von einer konstanten Spannung ausgegangen werden. Nach Gleichung 5.17 eilt der Strom der Spannung im vorliegenden elektrischen Kreis nach. Erreicht der Strom, d.h. die magnetische Kraft, einen Betrag, der größer als die Summe aus der Federvorspannung, Haftreibung in der Kolbenführung etc. ist, bewegt sich der Kolben in Richtung Saugseite. Es kommt zu einer Förderung. Da sich der Abstand des Stufenkolbens zur Ankerplatte verkleinert, vergrößert sich die magnetische Kraft. Wenn der Stufenkolben die Ankerplatte erreicht hat, tritt im Stromverlauf eine Unstetigkeit auf, die zur Detektierung der Kolbenendlage verwendet werden kann. Ab diesem Zeitpunkt ist der Widerstand im magnetischen Kreis minimal, d.h. es tritt nur der Spannungsabfall am ohmschen Widerstand der Spule auf. Aus dem Geschwindigkeitsverlauf ist weiterhin ersichtlich, dass es beim Auftreffen des Stufenkolbens auf die Ankerplatte zu keinem Prellen des Stufenkolbens kommt. Der Stufenkolben wird durch die magnetische Kraft an der Ankerplatte gehalten.

Wird der Spulenstrom abgeschaltet, fällt die Spannung an der Spule ab, wodurch es zu einer Änderung des Magnetfeldes kommt und eine Gegenspannung induziert wird. Der Rückhub des Stufenkolbens erfolgt verzögert, weil sich das magnetische Feld im Material erst abbauen muss. Erreicht das magnetische Feld eine Größe, bei der die magnetische Kraft addiert mit der Summe der Widerstandskräfte kleiner als die Kraft vorgespannten Schraubendruckfeder ist, wird der Stufenkolben durch die Schraubendruckfeder in Richtung Druckseite gedrückt. Erreicht der Stufenkolben seine Endlage auf der Druckseite, kommt es zum Prellen. Die Messungen wurden ohne dämpfenden Kolbenanschlag durchgeführt. Dadurch kommt es zu einem mehrfachen Stoß zwischen Stufenkolben und Dosierpumpegehäuse.

9.1.2 Hydraulisches Kennfeld Variante 1

Die in diesem Abschnitt dargestellten Ergebnisse wurden am Komponentenprüfstand ermittelt. In Abbildung 9.2 ist das zeitliche Verhalten der Dosierpumpe bei der Förderung gegen eine verschlossene Leitung abgebildet. Für die dargestellten Untersuchungen wurde die Dosierpumpe waagrecht in den Komponentenprüfstand eingebaut. Als För-

dermedium wurde Winterdiesel verwendet. Die Untersuchungen wurden bei Raumtemperatur durchgeführt.

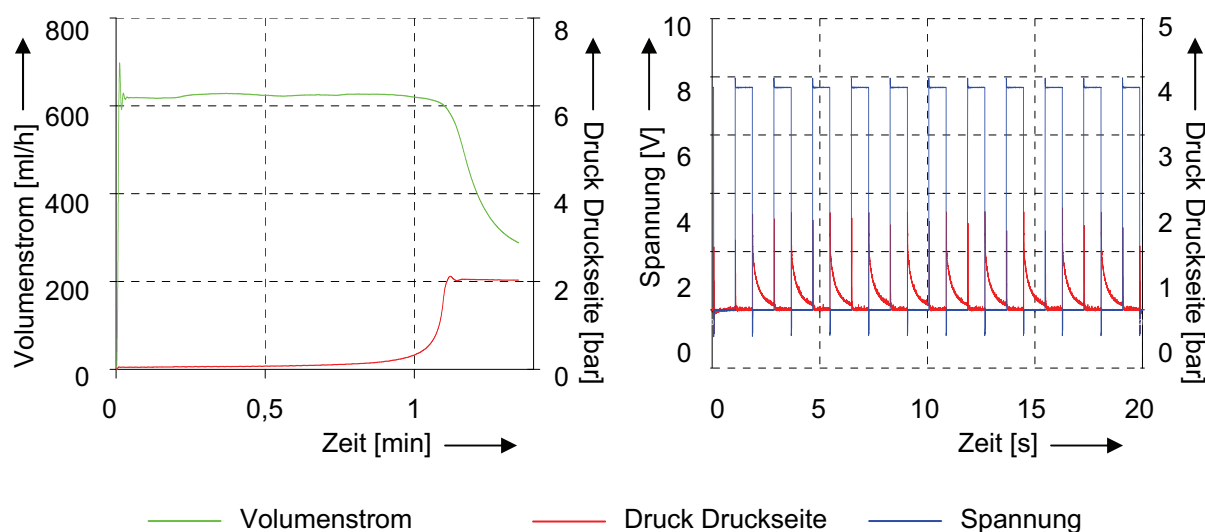


Abbildung 9.2: Druckverlauf gegen verschlossene Leitung Variante 1

Im linken Teil der Abbildung 9.2 ist der Volumenstromverlauf bei sich änderndem Druck auf der Druckseite der Dosierpumpe dargestellt. Die Ansteuerfrequenz wurde auf ca. 25 Hz eingestellt, wodurch die Variante 1 einen Volumenstrom von 630 ml/h erzeugt.

Bei der Variante 1 kann unter den beschriebenen Randbedingungen der Druck auf der Druckseite auf ca. 0,75 bar erhöht werden, bis die Untergrenze der zulässigen Volumenstromabweichung erreicht wird. Bei höheren Drücken kommt es zu einem starken Absinken des erzeugten Volumenstroms. Der maximal erzeugbare Druck liegt bei 2 bar, bei dem aber nur noch ca. 300 ml/h gefördert werden. Im rechten Teil der Abbildung 9.2 ist der Druckverlauf der Dosierpumpe bei einer Förderung gegen eine verschlossene Leitung dargestellt. Für die Untersuchungen wurde das Kugelventil auf der Druckseite geschlossen. Um das Verhalten der Dosierpumpe in Abhängigkeit von der Ansteuerfrequenz und somit in Abhängigkeit von der Bewegung des Stufenkolbens zu ermitteln, wurde ein Tastverhältnis von 800 ms „Spannung ein“ und 1000 ms „Spannung aus“ gewählt. Wie in Kapitel 9.1.1 erläutert, erfolgen die Hin- wie auch die Rückbewegung des Stufenkolbens zeitlich kurz verzögert zu dem Ansteuersignal. Somit wird beim gewählten Tastverhältnis von 800 ms zu 1000 ms der Stufenkolben an den jeweiligen Anschlägen am Gehäuse gestoppt und gehalten. Sowohl bei der Hin-, wie auch der Rückbewegung wird ein Druckimpuls erzeugt. Die gemessene Druckerhöhung bei der Hin- und Rückbewegung entspricht der theoretischen Doppelhubcharakteristik. Nach Abbildung 9.2 kommt es bei der durch die Magnetkraft erzeugten Kolbenbewegung zu einem zeitlich begrenzten Druckimpuls. Der Druck wird schnell wieder auf das Ausgangsniveau abgebaut. Im Gegensatz dazu baut sich der Druck nach der unbestromten Rückbewegung wesentlich langsamer ab. Ebenso wie bei der Hinbewegung entsteht bei der Rückbewegung ein Druckimpuls, der aufgrund der gewählten Parameter des magnetischen Kreises

und der zylindrischen Schraubendruckfeder ein ähnliches Niveau wie bei der Hinbewegung erreicht.

Der Abbau des Druckes sowohl bei der Hin- wie auch bei der Rückbewegung ist auf die Leckage zwischen dem Stufenkolben und der Kolbenführung zurückzuführen. Das unterschiedliche Zeitverhalten des Druckes bei der Hin- und Rückbewegung kann mit den unterschiedlichen Längen bzw. Abständen der beiden Arbeitsräume vom Überströmkanal und deren Einfluss erklärt werden. Bei der bestromten Hinbewegung sind beide Arbeitsräume über den jeweiligen Radialspalt zwischen Stufenkolben und Kolbenführung mit dem Leckölkanal verbunden. Bei der unbestromten Rückbewegung ist das Kolbenventil geschlossen, so dass nur der Arbeitsraum 2 über den Radialspalt am kleinen Kolbendurchmesser mit dem Leckölkanal verbunden ist. Hinzu kommt, dass aus fertigungstechnischen Gründen der Radialspalt zwischen dem Stufenkolben und der Kolbenführung beim größeren Kolbendurchmesser größer als beim kleineren ist.

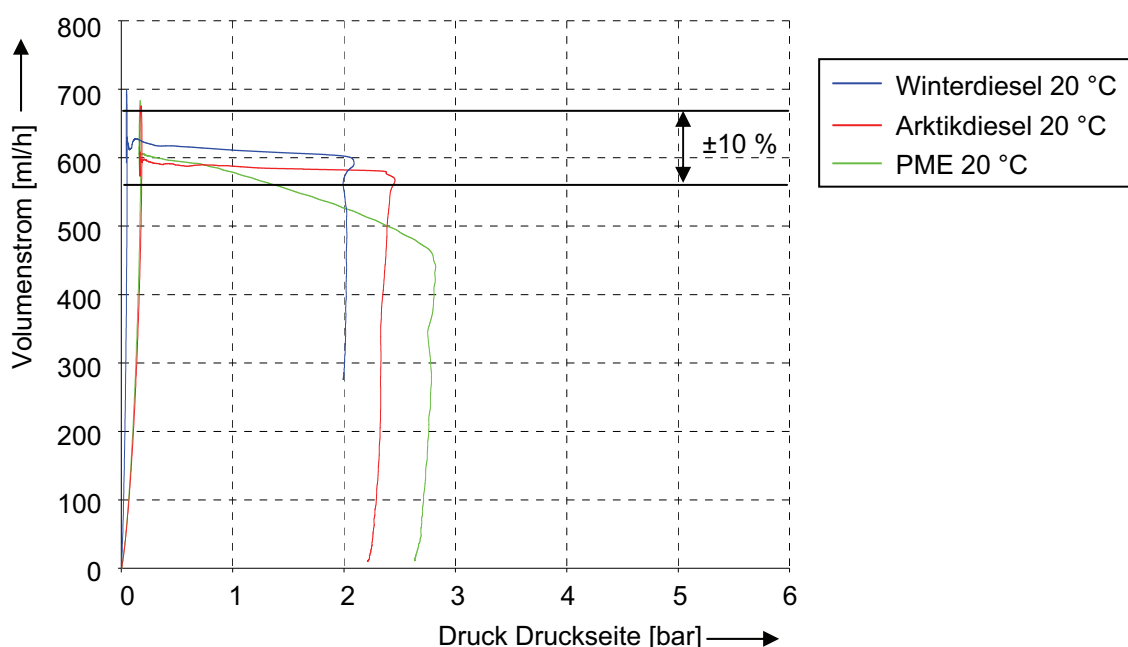


Abbildung 9.3: Volumenstrom-Druck-Verlauf Variante 1 Medienvariation

In Abbildung 9.3 ist das Verhalten der Variante 1 bei der Förderung unterschiedlicher Medien dargestellt. Für die Untersuchungen wurden die vier beschriebenen Kraftstoffe verwendet. Der Druck auf der Druckseite wird bei konstanter Umgebungstemperatur erhöht. Bei den Messungen mit Benzin konnte mit der Variante 1 kein zufriedenstellender Volumenstrom erzeugt werden, weshalb die Untersuchungen mit Benzin in der Abbildung 9.3 nicht dargestellt sind. Alle Untersuchungen wurden mit der gleichen Ansteuerfrequenz und Versorgungsspannung durchgeführt. Winterdiesel und Arktikdiesel können mit der Variante 1 bis zu einem Druck von ca. 2 bar innerhalb der definierten Grenze von $\pm 10\%$ des Nennvolumenstroms gefördert werden. PME zeigt einen stärker abfallenden Volumenstrom, so dass bereits bei ca. 1,5 bar die untere Toleranzgrenze des Volumenstroms erreicht wird. Weiter ist ersichtlich, dass bei gleicher Ansteuerfrequenz die Do-

sierpumpe bei unterschiedlichen Medien unterschiedliche Volumenströme erzeugt. Diese Abweichung beruht auf den unterschiedlichen physikalischen Eigenschaften der verwendeten Kraftstoffe. In Abbildung 5.10 sind die unterschiedlichen dynamischen Viskositäten der verwendeten Fördermedien dargestellt. Mit dem in Abbildung 5.10 abgebildeten Zusammenhang zwischen sinkender Temperatur und steigender dynamischer Viskosität der Fördermedien lassen sich die Messergebnisse aus Abbildung 9.4 erklären.

In der Abbildung ist die Temperaturabhängigkeit der Variante 1 dargestellt. Es sind die Messergebnisse für Winterdiesel bei -22 °C, 20 °C und 60 °C dargestellt. Bei den geforderten -23 °C und 80 °C konnte keine Förderung mehr erzielt werden.

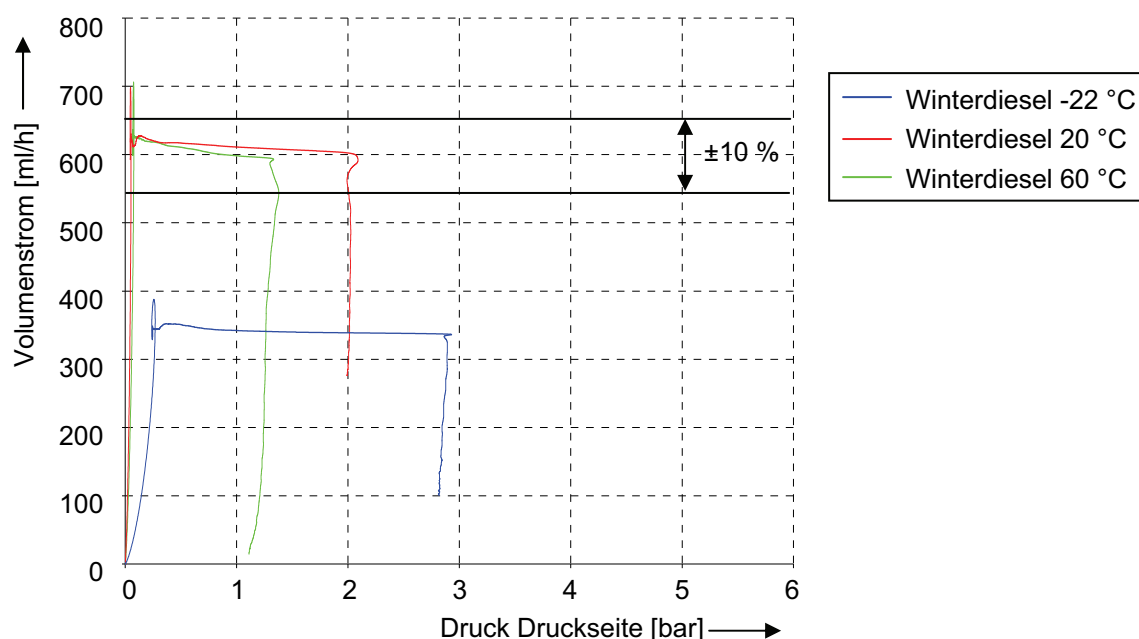


Abbildung 9.4: Volumenstrom-Druck-Verlauf Variante 1 Temperaturvariation

Es ist ersichtlich, dass die Eigenschaften des geförderten Mediums einen deutlichen Einfluss haben. Zum einen ist zu erkennen, dass bei einer Temperatur von -22 °C der Volumenstrom über einen größeren Druckbereich konstant bleibt, die Variante 1 aber nicht mehr den geforderten Volumenstrom erreicht. Bei niedrigen Temperaturen kommt es beim Winterdiesel zum Ausflocken von Paraffin, das sich im Filtersieb der Dosierpumpe ablagert. Die Viskosität der Kraftstoffe bei niedrigen Temperaturen erhöht sich stark, wodurch die Dämpfung der Flüssigkeit und die Strömungskräfte am Stufenkolben größer werden. Vorteilhaft ist, dass wegen der höheren Viskosität der Leckvolumenstrom zwischen den Arbeitsräumen und dem Überströmkanal bei niedrigen Temperaturen geringer wird. Die bessere Abdichtung führt zu höheren Drücken. Das Ansaugverhalten der Dosierpumpe ist von besonderem Interesse. In der Abbildung 9.5 ist der Volumenstrom bei sich änderndem Saugdruck dargestellt. Die Untersuchungen werden entsprechend der in Kapitel 8.2 beschriebenen „Saugdruckvariation“ durchgeführt. Die Abbildung 9.5 zeigt den Druck vor der Dosierpumpe und dazu den erzeugten Volumenstrom über der Zeit.

Das Umschalten zwischen Vakuum und Druckluft erfolgt manuell. Die dafür benötigte Zeit ist in der Abbildung mit t_{um} bezeichnet.

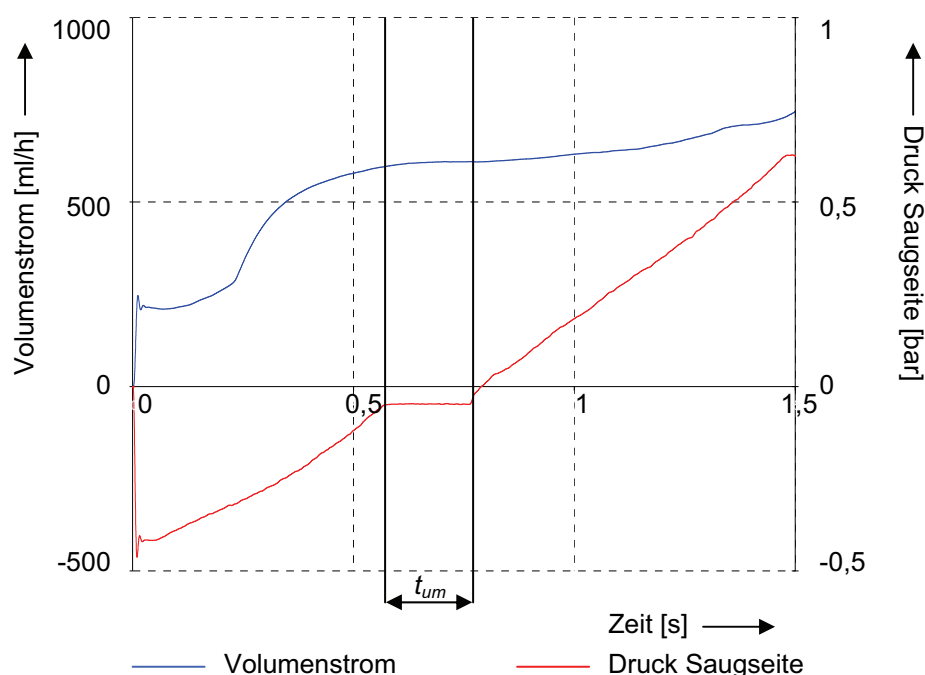


Abbildung 9.5: Ansaugverhalten Variante 1

Es ist eine starke Abhängigkeit des geförderten Volumenstroms vom saugseitigen Druck vorhanden. Bei Unterdruck auf der Saugseite wird ein geringerer Volumenstrom und bei Überdruck ein größerer Volumenstrom gefördert als der durch die Ansteuerung vorgegebene Volumenstrom. Beide Beobachtungen lassen sich mit Undichtigkeiten zwischen dem Stufenkolben und der Kolbenführung und dem Verhalten des Einlass- und Kolbenventils erklären. Wird auf der Saugseite ein Überdruck erzeugt, öffnen die Ventile, sobald die Federvorspannung der Ventile überwunden ist. Bei einem Unterdruck auf der Saugseite fließt ein Teil des Volumenstroms über Undichtigkeiten zwischen der Ventilklappe und dem Ventilsitz zurück. Tendenziell gleiche Ergebnisse wurden bei den Untersuchungen mit anderen Fördermedien und anderen Temperaturen erzielt.

Bei den Untersuchungen zur Konstanz der Förderung wurde über eine Untersuchungsdauer von 60 min eine Abweichung vom theoretischen Volumenstrom von bis zu 1,2 % festgestellt. Neben den hydraulischen Kennwerten ist die Energieaufnahme ein weiteres Kriterium für die Bewertung der entwickelten Pumpe.

Tabelle 9.1: Mittlere elektrische Leistungsaufnahme Variante 1

Ansteuerfrequenz	Volumenstrom	-40 °C	-22 °C	-5 °C	20 °C	60 °C
25 Hz	630 ml/h	5 W	4,5 W	4,4 W	4 W	3,6 W
12,5 Hz	320 ml/h	5,5 W	5,3 W	5 W	4,6 W	4,1 W

Aus dem zeitlichen Spannungs- und Stromverlauf kann die Leistungsaufnahme bestimmt werden. In Tabelle 9.1 ist die mittlere elektrische Leistung der Variante 1 zusammen mit der dazugehörigen Umgebungstemperatur dargestellt. Es ist zu erkennen, dass bei steigender Umgebungstemperatur die elektrische Leistungsaufnahme der Variante 1 absinkt, wobei der Einfluss der sinkenden kinematischen Viskosität bei steigender Temperatur zu erkennen ist.

9.1.3 Diskussion der Ergebnisse Variante 1

Die Ergebnisse der Untersuchungen der Variante 1 bestätigen eine ausreichende Funktionalität der Dosierpumpe für die Versorgung eines Stand- bzw. Zuheizgerätes bei nicht extremen Temperaturen, d.h. mit der beschriebenen Ansteuerung und dem dargestellten konstruktiven Aufbau lässt sich der gewünschte Volumenstrom im Raumtemperaturbereich erzeugen. Die erfolgreiche Arbeitsweise des Doppelhubs der neuentwickelten Dosierpumpe konnte nachgewiesen werden.

Bei der Variante 1 ist die Druckstabilität auf der Saug- und Druckseite bei der Förderung von Benzin nicht gewährleistet. Besonders kritisch ist das Ansaugverhalten bei den unterschiedlichen Kraftstoffarten zu bewerten. Als Konsequenz wurde bei der Variante 2 und der Variante 3 das Totvolumen der Dosierpumpe minimiert. Zusätzlich wurde mit den eingebauten Stangendichtungen die interne Leckage minimiert und dadurch eine bessere Druckstabilität und ein verbessertes Ansaugverhalten erzielt. Nach Gleichung 5.13 hängt der Leckvolumenstrom und somit die Druckstabilität u.a. von der Spalthöhe und der Spaltlänge ab. Durch die Verwendung der Stangendichtungen wird der Einfluss der fertigungsbedingten Spaltmaße zwischen Stufenkolben und Gehäuse auf den Leckölstrom minimiert.

Die gegenüber der bisher eingesetzten Pumpe erhöhte Förderfrequenz wirkt sich positiv auf die Volumenstrompulsation und somit auf das Brennverhalten der Stand- bzw. Zuheizgeräte aus. Untersuchungen der Firma /26/ mit der Variante 1 haben wesentlich verbesserte Abgaswerte beim Betrieb in Verbindung mit einer Standheizung ergeben.

9.2 Variante 3

Da aufgrund der Lebensdauer der verwendeten Tellerfedern keine zusammenhängenden Untersuchungen mit der Variante 2 durchgeführt werden konnte, wurde bei der Variante 3 die Tellerfeder durch eine zylindrische Schraubendruckfeder ersetzt.

9.2.1 Geschwindigkeitsprofil Variante 3

Ebenso wie bei der Variante 1 wurde der Geschwindigkeitsverlauf der Variante 3 mit unterschiedlichen Fördermedien mit Hilfe des LDV der Firma /19/ gemessen. Um die Ergebnisse mit den Untersuchungen der Variante 1 vergleichen zu können, wurde Variante 3 ebenfalls mit einer Förderfrequenz von 25 Hz betrieben.

In Abbildung 9.6 ist der Hubverlauf zusammen mit dem elektrischen Strom und dem Kolbenhub dargestellt. Ebenso wie bei der Variante 1 sind die Ergebnisse der Messungen mit Winterdiesel in der Abbildung dargestellt. Im Gegensatz zur Messung der Variante 1 wurde bei der Untersuchung der Variante 3 eine Freilaufdiode verwendet.

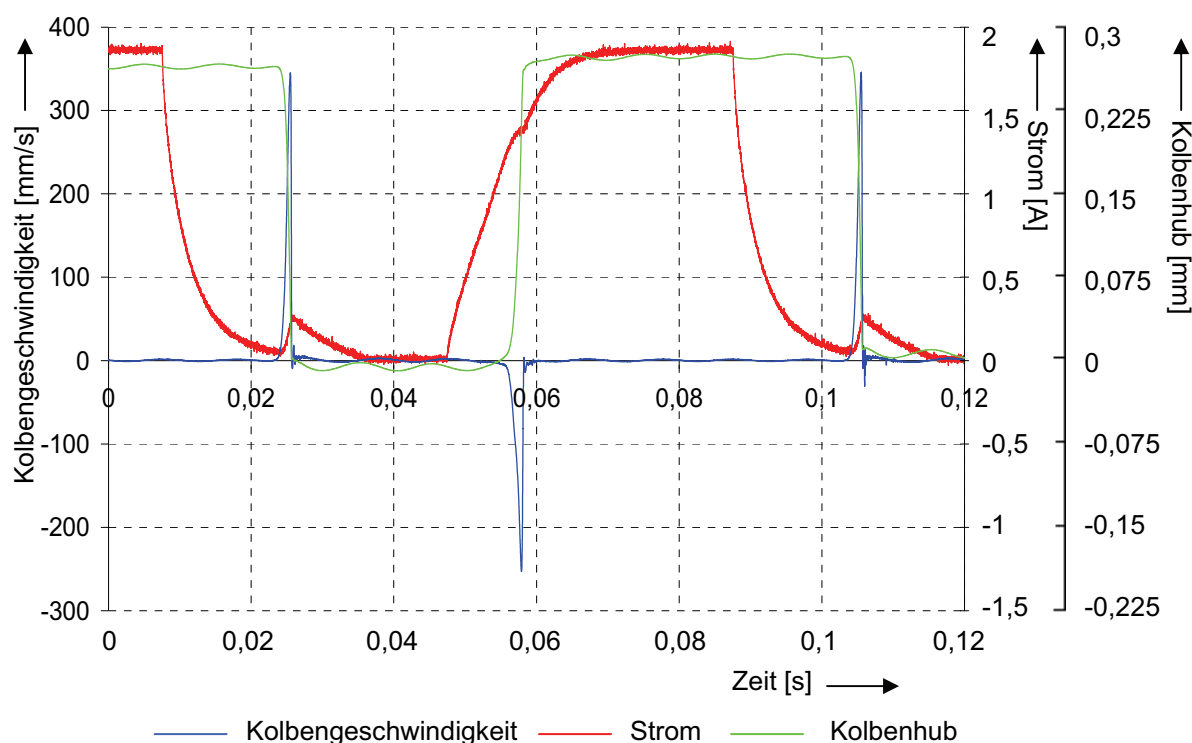


Abbildung 9.6: Hubverlauf Variante 3

Trotz der größeren Reibkräfte in den Stangendichtungen erreicht die Variante 3 ein ähnliches Geschwindigkeitsniveau wie die Variante 1. Bei der bestromten Hinbewegung des Stufenkolbens ist die Geschwindigkeit wegen der größeren magnetischen Kraft bei der Variante 3 um ca. 50 mm/s größer als bei der Variante 1. Zusätzlich wurde bei der Variante 3 eine härtere zylindrische Schraubendruckfeder verwendet, so dass eine größere Federvorspannung und größere Federkräfte erzielt werden. Beim Verlauf der Geschwindigkeit ist auffällig, dass es zu keinem Prellen des Stufenkolbens nach der unbestromten Rückbewegung kommt, obwohl die Variante 3 über keine elastischen Kolbenanschläge verfügt, die das Prellen des Stufenkolbens verhindern. D.h. die Kolbenbewegung wird durch die Stangendichtungen gedämpft, so dass es zu keinem Prellen wie bei der Variante 1 kommt. Auf eine elastische Abdichtung der Dosierpumpe im Stillstand wurde verzichtet, da mit einer derartigen Dichtung und dem kleinen Kolbenhub keine exakte Dosierung des Fördermediums erreicht werden kann.

Im Stromverlauf sind die beiden Anschläge des Stufenkolbens an den entsprechenden Endlagen zu erkennen. Ebenso wie bei der Variante 1 kann der Anschlag des Stufenkolbens bei der bestromten Hinbewegung im Stromverlauf detektiert werden. Zusätzlich kann der Anschlag des Stufenkolbens bei der unbestromten Rückbewegung am Anstieg im Stromverlauf erkannt werden. Somit besteht die Möglichkeit über die Auswertung des

Stromverlaufes die Kolbenbewegung und somit den theoretischen Volumenstrom der Dosierpumpe zu erfassen. Der bei der Variante 1 fehlende zweite Ausschlag im Stromverlauf entsteht aufgrund der besseren magnetischen Eigenschaften des verwendeten VACOFLUX 50 im Vergleich zum RFe 60 der Variante 1.

9.2.2 Hydraulisches Kennfeld Variante 3

In Abbildung 9.7 sind das Verhalten der Variante 3 bei Förderung gegen eine verschlossene Leitung dargestellt.

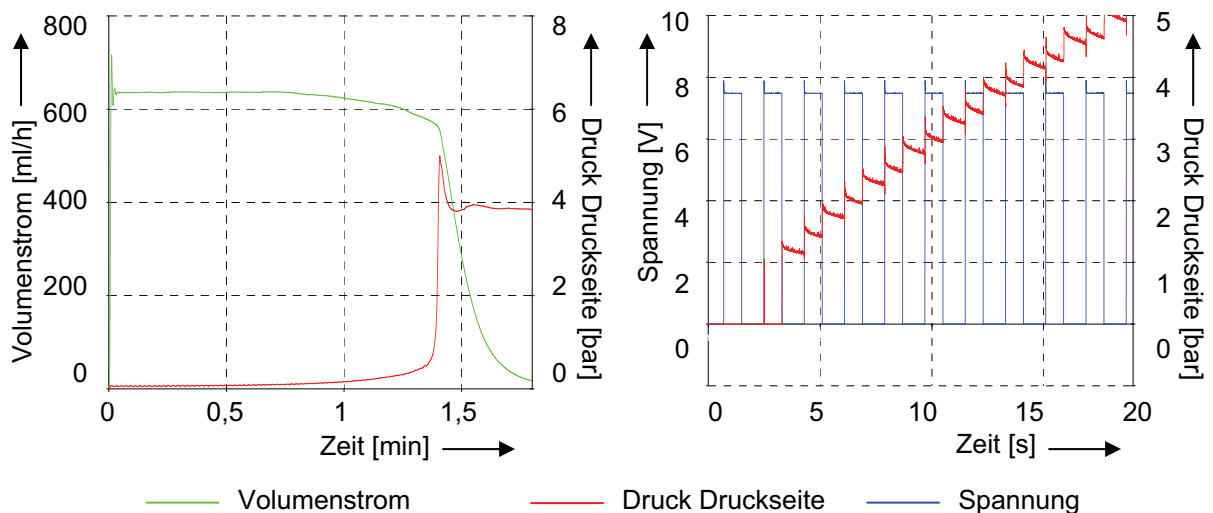


Abbildung 9.7: Druckverlauf gegen verschlossene Leitung Variante 3

Bei den in Abbildung 9.7 dargestellten Ergebnissen wurden die gleichen Prüfbedingungen, wie bei der Variante 1 in Abschnitt 9.1.2 beschrieben, verwendet. Im linken Teil der Abbildung 9.7 ist das Verhalten des Volumenstroms bei sich änderndem Druck auf der Druckseite und auf der rechten Seite das Fördern der Dosierpumpe gegen eine verschlossene Leitung dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Variante 3 wesentlich höhere Drücke im Vergleich zur Variante 1 bei einem konstanten Volumenstrom erreicht. Erst bei einem Druck von ca. 3,5 bar unterschreitet der Volumenstrom die -10 % Grenze.

Die Darstellung des Druckverhaltens bei der Förderung gegen eine verschlossene Leitung verdeutlicht die positive Wirkung der verwendeten Stangendichtungen. Es kann ein Druck von mindestens 5 bar (Ende Messbereich Drucksensoren) mit der Variante 3 erreicht werden. Nach den Gleichungen 5.37 und 5.38 berechnet sich der maximal erzeugbare Förderdruck p_{DS} u.a. aus der magnetischen Kraft. Nach der Abbildung 5.18 erzielt die Variante 3 eine größere magnetische Kraft als die Varianten 1 und 2. Gleiches gilt für die Vorspannung der Zylinderdruckfeder. Im Gegensatz zur ersten Variante bleibt der Druck annähernd konstant über der Zeit und fällt nicht, wie in Abbildung 9.2 dargestellt, auf das Ausgangsniveau zurück. Für die Untersuchungen wurde eine Förderfrequenz von kleiner ein Herz verwendet. Wie im linken Teil der Abbildung 9.7 dargestellt, schwingt im Gegensatz zur Variante 1 der Druck bei einer langsamen Druckerhöhung

9. Vergleich der Pumpen

stark über, bis sich ein konstanter Druckwert eingestellt hat. Es wird eine Druckspitze von ca. 1 bar erzeugt. Dieses Phänomen tritt bei allen Messungen mit der Variante 3 auf. Ab diesem Punkt reicht die magnetische Kraft nicht mehr aus, um den Stufenkolben in der vorgegebenen Zeit bis zur Endlage zu bewegen. Da die Leckage zwischen Stufenkolben und Kolbenführung durch die Stangendichtungen im Vergleich zur Variante 1 minimiert wurde, bleibt der Stufenkolben an diesem Punkt stehen. Über die Leckage am Kolben- und Einlassventil fällt der Druck wieder ab, bis sich ein konstanter Gegendruck einstellt.

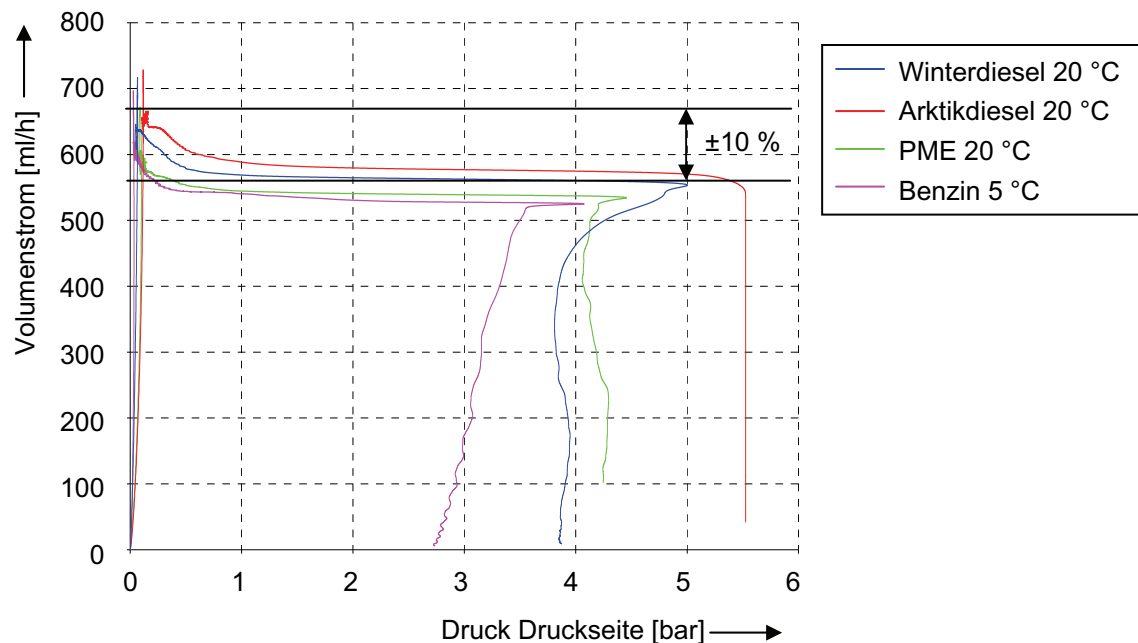


Abbildung 9.8: Volumenstrom-Druck-Verlauf Variante 3 Medienvariation

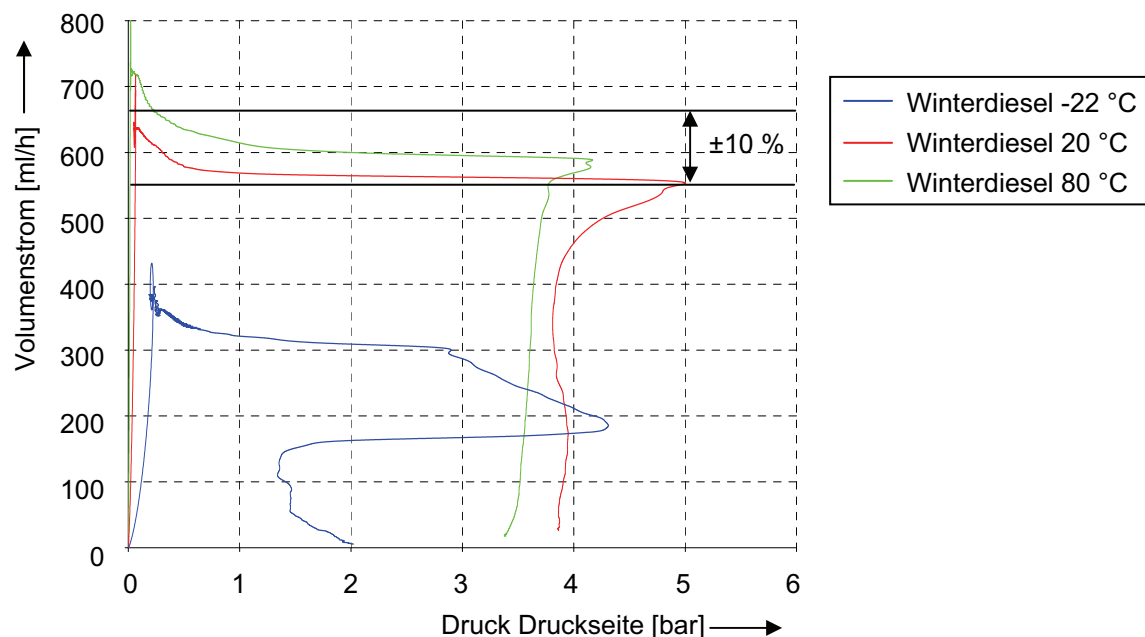


Abbildung 9.9: Volumenstrom-Druck-Verlauf Variante 3 Temperaturvariation

In den Abbildungen 9.8 und 9.9 ist der Volumenstrom-Druck-Verlauf der Variante 3 mit unterschiedlichen Fördermedien und Umgebungstemperaturen dargestellt. Abhängig vom Fördermedium und der Umgebungstemperatur können Drücke von über 5 bar bei einem Volumenstrom von 590 ml/h mit der Variante 3 erreicht werden. Nach der Gleichung 5.39 ergibt sich ein maximaler Förderdruck p_{DS} von 5,38 bar beim Vorwärtshub und nach Gleichung 5.40 von 6,11 bar beim Rückhub, wobei der Druck beim Vorwärtshub zwangsweise entscheidend ist. Die in Abbildung 9.8 und 9.9 dargestellten Messergebnisse bestätigen diese Werte. Im Vergleich zur Variante 1 ist ersichtlich, dass die Variante 3 wesentlich unempfindlicher auf druckseitige Druckänderungen der Dosierpumpe reagiert. Es kann mit der Variante 3 ein größerer Druck bei unterschiedlichen Volumenströmen erzeugt werden. Dieses gilt sowohl bei der Förderung von unterschiedlichen Medien als auch bei unterschiedlichen Medientemperaturen. Lediglich bei sehr niedrigen Temperaturen kann der geforderte Volumenstrom von 630 ml/h wegen der großen Zähigkeit der Fördermedien und durch Umwandlungsprozesse in den Medien nicht mehr erreicht werden.

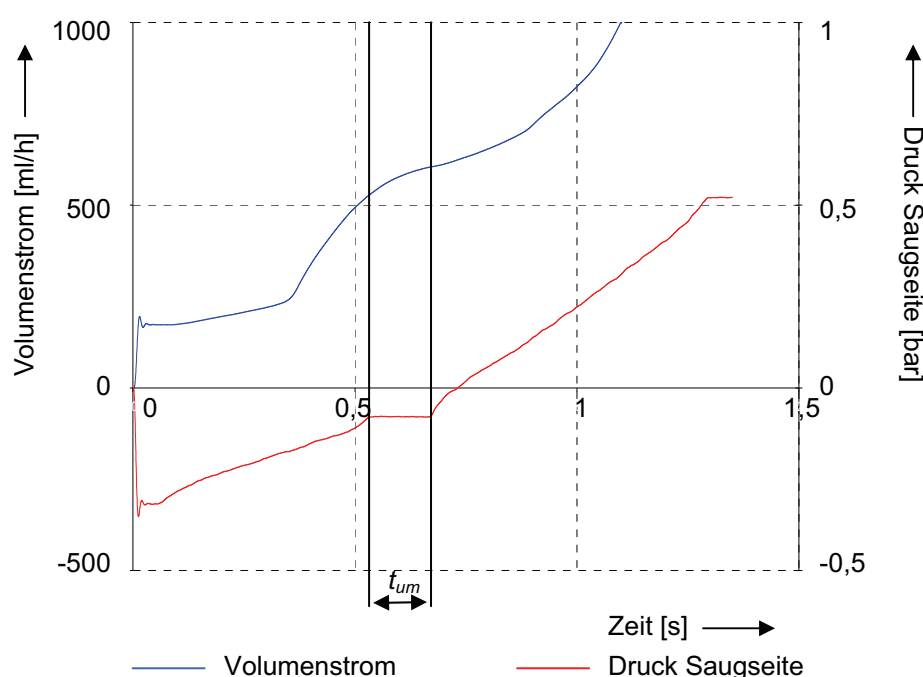


Abbildung 9.10: Ansaugverhalten Variante 3

Die Abbildung 9.10 zeigt das Ansaugverhalten der Variante 3. Dargestellt sind der Volumenstrom und der dazugehörige saugseitige Druck. Wie bereits bei der Variante 1 kann auch mit der Variante 3 kein vom Saugdruck unabhängiger Volumenstrom erreicht werden. Ebenso wie bei der Variante 1 öffnen beide Ventile der Variante 3 in Richtung Druckseite, so dass bei einem Überdruck auf der Saugseite mehr als das theoretische Volumen gefördert wird. Mit zunehmendem Unterdruck auf der Saugseite der Dosierpumpe kommt es zu verstärkten Leckagen am Einlassventil, weshalb weniger gefördert wird. Im Vergleich zur Variante 1 reicht bei der Variante 3 eine geringere elektrische

Spannung aus, um zu fördern. In Tabelle 9.2 ist die mittlere elektrische Leistungsaufnahme der Variante 3 dargestellt.

Tabelle 9.2: Mittlere elektrische Leistungsaufnahme Variante 3

Ansteuer- frequenz	Volumen- strom	-40 °C	-22 °C	-5 °C	20 °C	80 °C
25 Hz	630 ml/h	5,1 W	4,4 W	4,0 W	3,6 W	3,3 W
12,5 Hz	320 ml/h	5,6 W	5,0 W	4,7 W	4,2 W	3,8 W

Ebenso wie bei der Variante 1 sinkt mit steigender Umgebungstemperatur die mittlere elektrische Leistungsaufnahme der Variante 3.

9.2.3 Lebensdaueruntersuchung Plattenventile

Um eine Aussage über die Lebensdauer der Dosierpumpe zu bekommen, wurden die einzelnen Komponenten der Dosierpumpe hinsichtlich ihrer Ausfallwahrscheinlichkeit bewertet. Speziell für die Plattenventile kann bisher keine Aussage über deren wahrscheinliche Lebensdauer gemacht werden. Da die Zuverlässigkeit des Plattenventils entscheidend für die Zuverlässigkeit des Gesamtsystems Dosierpumpe ist, wurde in einer separaten Untersuchung die Lebensdauer der Plattenventile bestimmt. Von /26/ wird für die Dosierpumpe eine Lebensdauer von 5000 h vorgegeben. Das Plattenventil öffnet ein Mal pro Arbeitstakt. Somit ergeben sich für das Plattenventil bei einer geforderten Lebensdauer von 5000 h mindestens

$$N = f_K \cdot t_{LD} \cdot 3600 = 25 \text{ Hz} \cdot 5000 \text{ h} \cdot 3600 = 4,5 \cdot 10^8 \quad (9.1)$$

Lastspiele.

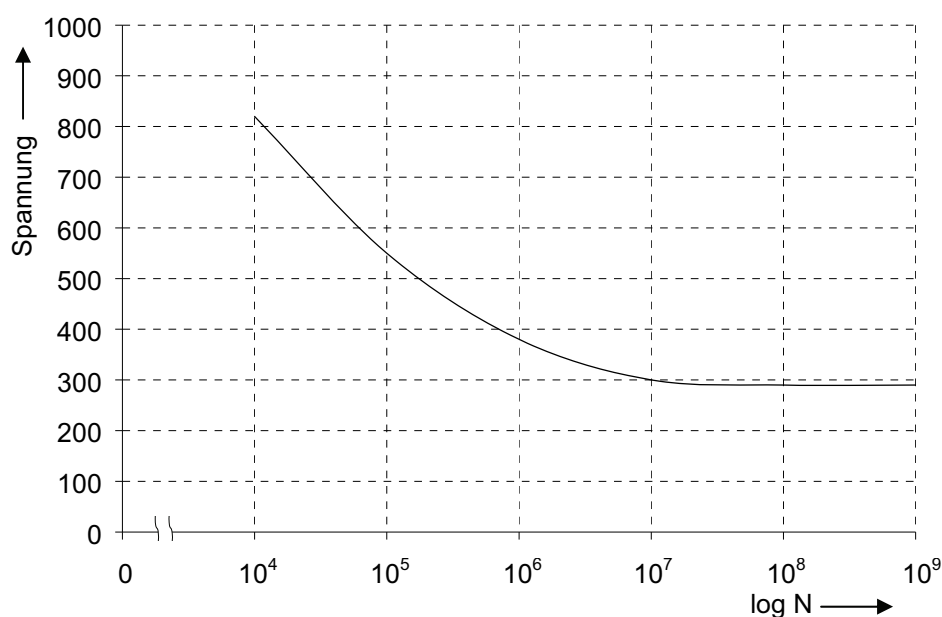


Abbildung 911: Wöhlerdiagramm CuBe2

Um eine erste Abschätzung für die Lebensdauer der Plattenventile zu bekommen, wird die Lebensdauer der Plattenventile mit der Wöhlerkennlinie und zusätzlich experimentell bestimmt. In Abbildung 9.11 ist die Wöhlerkurve für die Kupfer-Beryllium-Legierung nach Angaben des Herstellers /6/ zum Vergleich dargestellt.

In Kapitel 5.4.1 sind die Spannungen in Abhängigkeit der Auslenkung im Plattenventil dargestellt. Bei einer Verschiebung um $80\text{ }\mu\text{m}$ treten in den Federelementen Spannungen von bis zu 270 N/mm^2 auf. Diese Spannungen liegen im Bereich der Dauerfestigkeit. Somit erreichen die Plattenventile die geforderte Lebensdauer.

Die Wöhlerkurve ist stark gestaltabhängig, so dass die theoretischen Ergebnisse mittels der entwickelten Dauerlaufprüfstände verifiziert wurden. Um das Plattenventil mit einer zyklischen Lastamplitude belasten und separat untersuchen zu können, wurde ein Dauerlaufprüfstand konzipiert. Dazu wird über einen Zugmagneten und eine entsprechende Rückholfeder die Ventilplatte des Plattenventils ausgelenkt. Um die Auslenkung der Ventilplatte zu begrenzen, wird die Ventilklappe durch die Rückholfeder gegen einen Anschlag gedrückt. Über die Position des Anschlags können die Auslenkung und somit die Spannungen in den Federelementen variiert werden. Um den Ausfallzeitpunkt zu detektieren, ist der Dauerlaufprüfstand so konzipiert, dass die Plattenventile während der Lebensdaueruntersuchung beobachtet werden können. Die Untersuchungen wurden zeitgleich an fünf Ventilen durchgeführt. Um eine Aussage über die Lebensdauer bei einer größeren Belastung der Federelemente zu erhalten, wurde bei einem Dauerlaufprüfstand die Auslenkung des Plattenventils über den Absatz vergrößert. Die elektromagnetischen Zugmagnete werden mit einer Frequenz von 25 Hz angesteuert.

Bei der visuellen Überprüfung konnten im Laufe der Lebensdaueruntersuchung keine Schäden an den Federelementen festgestellt werden. Um eine eventuelle plastische Verformung nachzuweisen, wurden nach einer Betriebsdauer von 0 h , von 2500 h und von 5000 h die Plattenventile mit Hilfe des Konfokalsensors der Firma /17/ vermessen. In Abbildung 9.12 sind die Ergebnisse aus den Untersuchungen dargestellt.

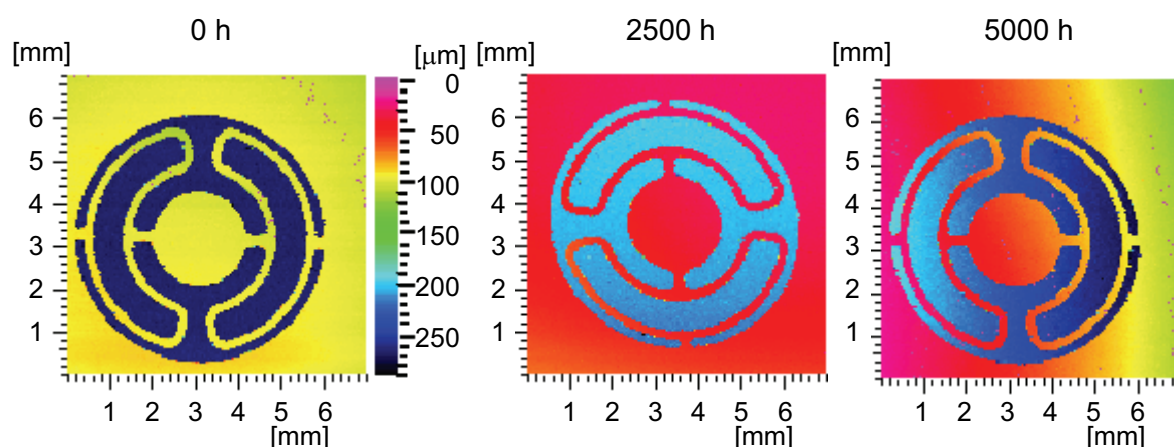


Abbildung 9.12: Lebensdaueruntersuchung Plattenventil

Es ist in der Abbildung zu erkennen, dass es beim Plattenventil während der 5000 Betriebsstunden zu keiner plastischen Verformung an den Federelementen gekommen ist. Auch bei der Variante mit den verschärften Prüfbedingungen konnte keine Schädigung der Federelemente nachgewiesen werden. Somit kann davon ausgegangen werden, dass das Plattenventil die geforderte Lebensdauer von 5000 h erreicht. Weitere Untersuchungen hinsichtlich der Lebensdauer des Gesamtsystems Dosierpumpe stehen noch aus. Speziell die Lebensdauer bei niedrigen Temperaturen muss noch betrachtet werden.

9.2.4 Diskussion der Ergebnisse Variante 3

Mit der Variante 3 ist es gelungen, eine wesentlich verbesserte Lösung für die Förderung von Kraftstoffen für ein Stand- bzw. Zuheizgerät zu entwickeln. Im Vergleich zur Variante 1 kann mit einer geringeren mittleren elektrischen Leistungsaufnahme über einen größeren Druckbereich gefördert und dosiert werden. Dabei können alle Medien gefördert und in Grenzen dosiert werden. Besonders die Verwendung der Stangendichtungen und des VACOFLUX 50 haben sich vorteilhaft auf das Förderverhalten der Dosierpumpe ausgewirkt.

In einer ersten Betrachtung zur Lebensdauer der verwendeten Komponenten konnte für die Plattenventile eine Lebensdauer von 5000 h nachgewiesen werden. Speziell für die verwendeten Stangendichtungen muss in weiteren Untersuchungen die vom Hersteller vorgegebene Lebensdauer überprüft werden. Für den Nachweis der Lebensdauer sollten die Stangendichtungen unter realen Bedingungen in der Dosierpumpe getestet werden. Aufgrund der aufwendigen manuellen Fertigung der Funktionsmuster musste bisher auf derartige Untersuchungen verzichtet werden. Als nachteilig wird das Ansaugverhalten der Variante 3 bewertet. Aufgrund des kleinen Hubraumes und der konstruktiven Gestaltung des Einlass- und Kolbenventils kann keine zufriedenstellende Volumenstromkonstanz bei sich ändernden Drücken auf der Saugseite der Dosierpumpe erzielt werden.

9.3 DP40

Um die Neuentwicklung mit der bisher verwendeten Dosierpumpe vergleichen und bewerten zu können, wurden die in Abschnitt 9.1 und 9.2 beschriebenen Untersuchungen auch mit der DP40 durchgeführt. Speziell die unterschiedlichen Förderfrequenzen und der konstruktive Aufbau der DP40 ergeben ein abweichendes Verhalten von der Neuentwicklung.

9.3.1 Geschwindigkeitsprofil DP40

In Abbildung 9.13 ist der Hubverlauf der DP40 dargestellt. Im Gegensatz zur Variante 1 und Variante 3 wurde bei der Geschwindigkeitsmessung mit einer Einschaltdauer von 30 ms und einer Pause von 150 ms gearbeitet. Dieses entspricht einer Förderfrequenz von

5,5 Hz. Im Geschwindigkeitsverlauf ist zu erkennen, dass die bestromte Hinbewegung ein ähnliches Geschwindigkeitsniveau aufweist wie es bei der Neuentwicklung vorliegt. Dagegen treten bei der Rückbewegung Geschwindigkeiten von über 500 mm/s auf, die somit fast doppelt so groß sind wie bei der Neuentwicklung. Ebenso tritt bei der Rückbewegung ein starkes Prellen des Kolbens auf. Die beiden O-Ringe, die als Kolbenanschlag dienen, dämpfen den Anschlag des Kolbens nur teilweise, so dass der Kolben nach Erreichen des Anschlags wieder abhebt. Ebenso wie bei der Variante 3 sind im zeitlichen Stromverlauf die beiden Kolbenanschläge zu erkennen, wobei das Absinken des Stroms bei der Hinbewegung im Vergleich zur Variante 3 wesentlich stärker ausgeprägt ist.

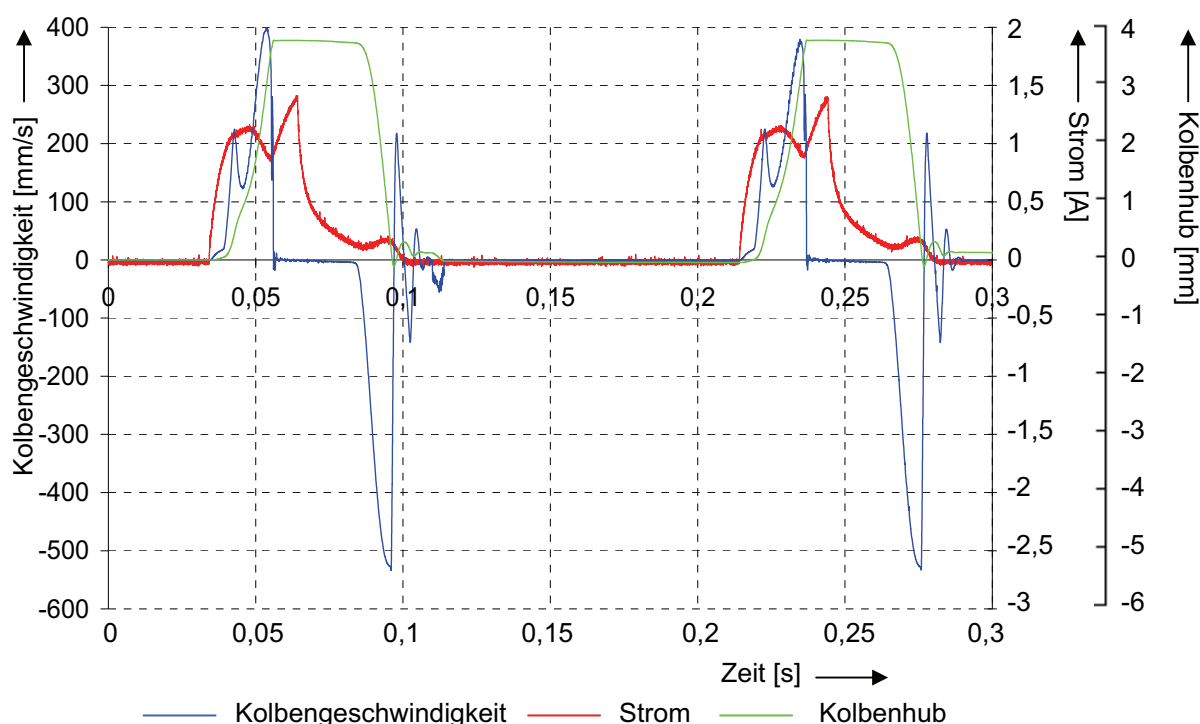


Abbildung 9.13: Hubverlauf DP40

9.3.2 Hydraulisches Kennfeld DP40

Entscheidend für das Förderverhalten der DP40 ist die Charakteristik des verwendeten Pulsationsdämpfers. Da in die DP40 ein Membranspeicher aus einem Elastomerwerkstoff zur Dämpfung integriert ist, verändert sich die Fördercharakteristik der Dosierpumpe grundlegend bei niedrigen Temperaturen.

Im rechten Teil der Abbildung 9.14 sind die Ergebnisse der Untersuchungen bei der Förderung der DP40 gegen das geschlossene Kugelventil auf der Druckseite dargestellt. Im Gegensatz zur Variante 3 steigt der Druck wesentlich langsamer und erreicht nicht das in Abbildung 9.7 dargestellte Niveau.

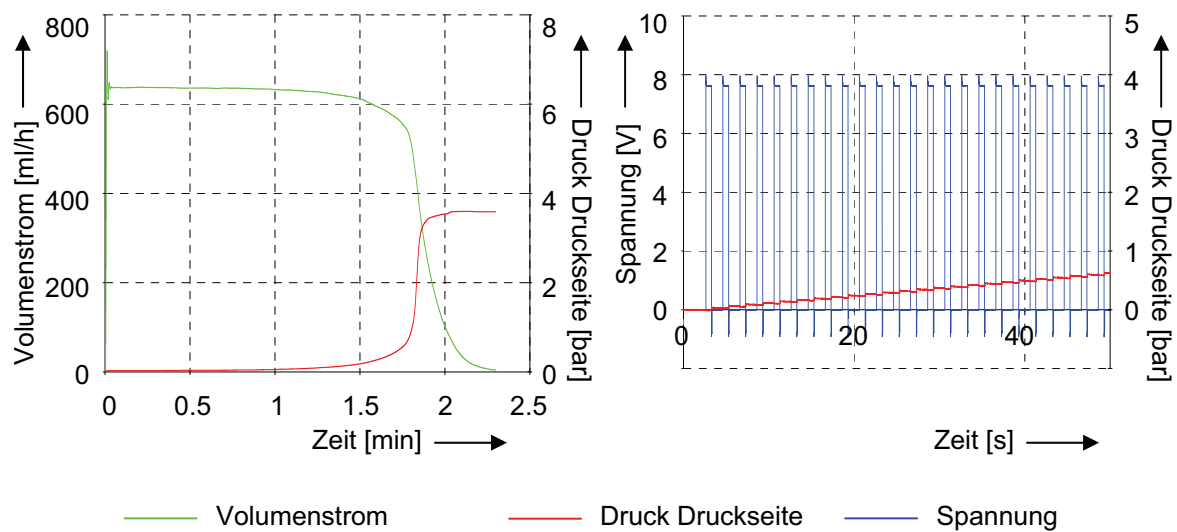


Abbildung 9.14: Druckverlauf gegen verschlossene Leitung DP40

Es ist zu erkennen, dass der Volumenstrom bereits bei einem geringen Förderdruck absinkt. In Abbildung 9.15 ist das dynamische Verhalten bei sich sprunghaft änderndem Förderdruck der DP40 dargestellt.

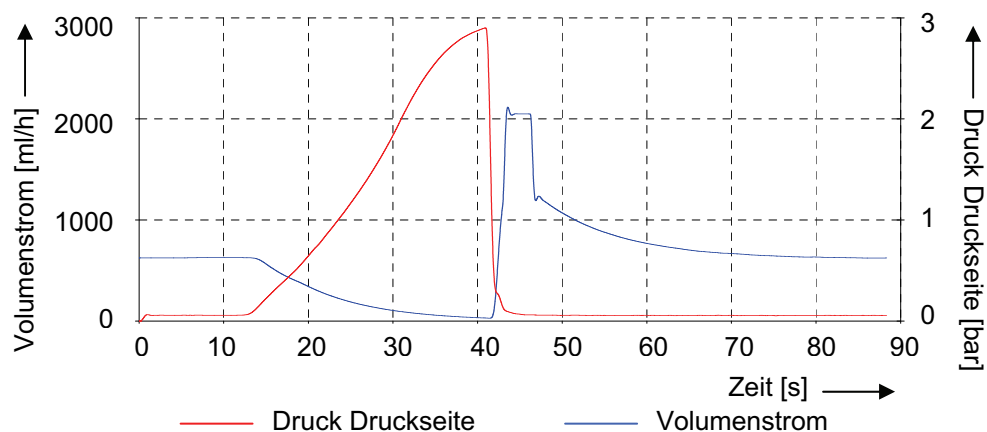


Abbildung 9.15: Dynamisches Verhalten DP40

Bei der Messung wurde bei der fördernden DP40 der Druck auf der Druckseite mittels des Kugelventils langsam gesteigert, bis der Volumenstrom auf null zurückgeht. Anschließend wurde das Kugelventil schlagartig geöffnet, so dass der Druck auf der Druckseite wieder auf Umgebungsdruck absinkt. Aus dem Graph des Volumenstroms ist zu erkennen, dass, nachdem das Kugelventil geöffnet wurde, ein größeres Volumen, ca. 20 ml, durch die DP40 nachgefördert wird.

9. Vergleich der Pumpen

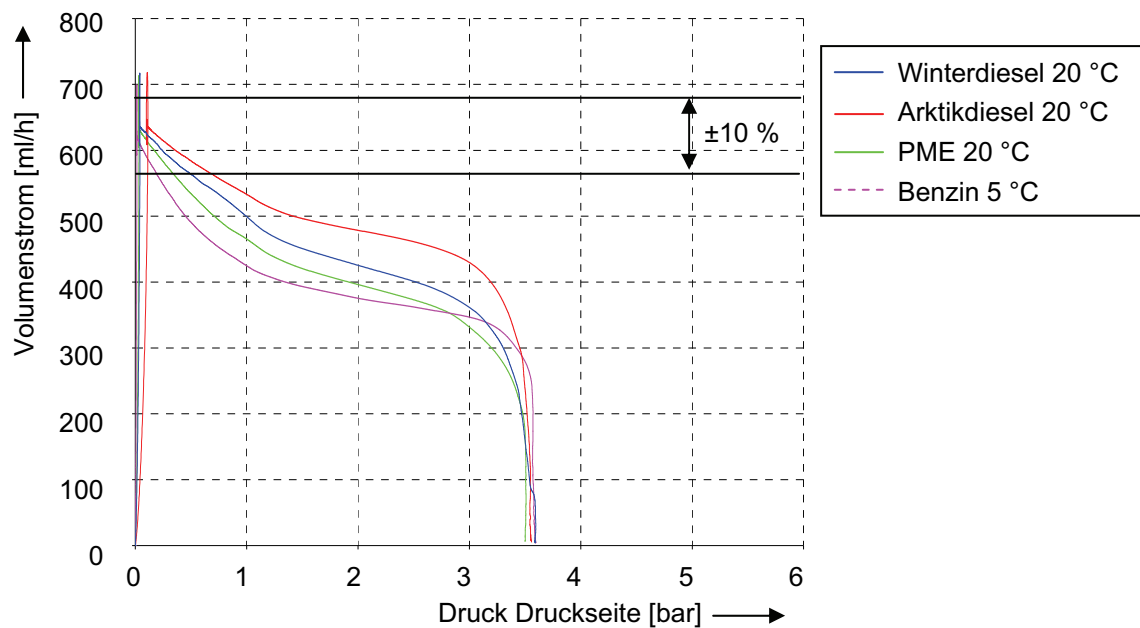


Abbildung 9.16: Volumenstrom-Druck-Verlauf DP40 Medienvariation

In den Abbildungen 9.16 und 9.17 ist das Förderverhalten der DP40 mit unterschiedlichen Fördermedien bzw. Umgebungstemperaturen dargestellt.

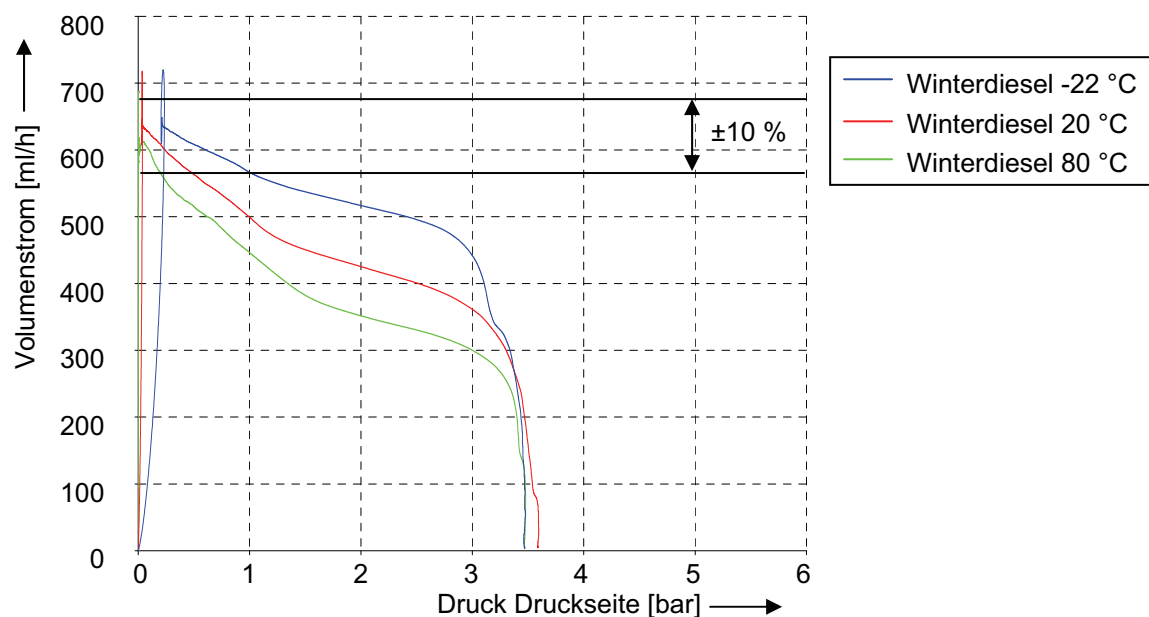


Abbildung 9.17: Volumenstrom-Druck-Verlauf DP40 Temperaturvariation

Aus beiden Abbildungen ist ersichtlich, dass der Volumenstrom bereits bei geringen Drücken auf der Druckseite unter der $\pm 10\%$ Grenze liegt. Im Vergleich zur Variante 3 sinkt der Volumenstrom der DP40 stark abhängig vom Förderdruck. Mit der Variante 3 können wesentlich größere Drücke erzielt werden.

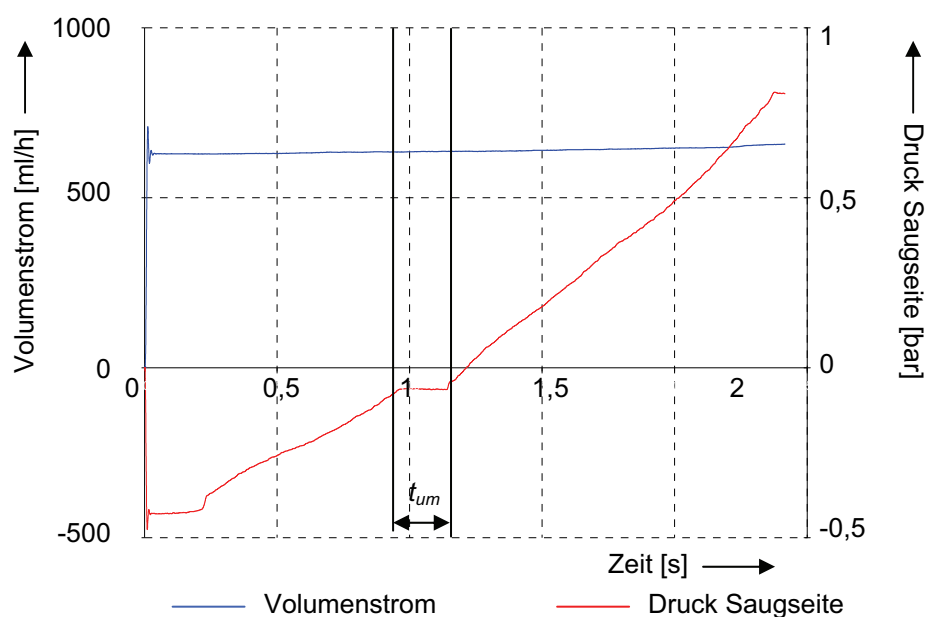


Abbildung 9.18: Ansaugverhalten DP40

In der Abbildung 9.18 ist das Ansaugverhalten der DP40 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass der Volumenstrom bei sich änderndem Druck auf der Saugseite annähernd konstant bleibt. Da der Hub der DP40 wesentlich größer bzw. das Totvolumen in der Dosierpumpe vergleichsweise klein ist, sind die Federn für die beiden Ventile härter ausgelegt als bei der Variante 1 und Variante 3. Damit werden im Vergleich zur Neuentwicklung größere Druckdifferenzen an den Ventilen eingestellt. Zusätzlich ist das Einlassventil mit einem Elastomer abgedichtet, so dass bei einem Unterdruck nur eine geringe Leckage am Ventil auftritt.

Tabelle 9.3: Mittlere elektrische Leistungsaufnahme Variante 3

Ansteuer- frequenz	Volumen- strom	-40 °C	-22 °C	-5 °C	20 °C	80 °C
6,2 Hz	630 ml/h	2,5 W	2,2 W	2 W	1,8 W	1,5 W
3,2 Hz	320 ml/h	2 W	1,8 W	1,6 W	1,5 W	1,2 W

Neben dem besseren Ansaugverhalten wird für die Förderung des Kraftstoffes eine geringere mittlere elektrische Leistung benötigt. In Tabelle 9.3 ist die mittlere elektrische Leistungsaufnahme der DP40 in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur aufgetragen. Da die bestromte Zeit der Spule in der DP40 im Vergleich zur Variante 3 geringer ist, ergibt sich eine geringere mittlere elektrische Leistungsaufnahme.

9.3.3 Diskussion der Ergebnisse DP40

Im Vergleich zur Variante 3 weist die DP40 Vorteile bei der Förderung des Kraftstoffes bei sich ändernden Druckverhältnissen auf der Saugseite auf. Die im Pflichtenheft geforderten 3,5 bar auf der Saugseite werden aber von der DP40 nicht erreicht, da sich bei diesem Vordruck auch die Ventile, ähnlich wie bei den Varianten 1 und 3, öffnen und undefiniert gefördert wird.

Die DP40 benötigt zur Förderung des Kraftstoffes eine geringere mittlere elektrische Leistung im Vergleich zur Variante 1 bzw. 3. Ursache ist die kürzere Bestromungszeit der Spule.

Bei der Förderung gegen sich ändernde Drücke auf der Druckseite hat die DP40 Nachteile. Die DP40 hat bei unterschiedlichen Drücken auf der Druckseite keinen konstanten Volumenstrom. Im Vergleich zur Variante 3 sinkt der Volumenstrom bereits bei niederen Drücken ab. Als weitere Nachteile sind das unkontrollierte Nachfördern der DP40 durch den Pulsationsdämpfer und die Volumenstrompulsation zu erkennen. Beides sorgt für schlechtere Brenneigenschaften der Stand- bzw. Zuheizgeräte.

10. Zusammenfassung und Ausblick

Thema der vorliegenden Arbeit ist die Entwicklung und Untersuchung einer elektromagnetisch betriebenen Dosierpumpe zur Versorgung von Stand- bzw. Zuheizgeräten.

Hinsichtlich ihrer Leistung gehört die neuentwickelte Dosierpumpe zur „Zentifluidtechnik“. Der Begriff „Zentifluidtechnik“ wurde im Rahmen dieser Arbeit definiert und charakterisiert fluidtechnische Komponenten in einem Leistungsbereich zwischen 1 W und 100 W, d.h. einem Zehntel Kilowatt. Bei der Entwicklung werden die Funktionsträger aus der Mikro- und Makrofluidtechnik abgeleitet, wobei als Auswahlkriterium die Baugröße, die geforderten Leistungsparameter und die Art der Fördermedien dienen. Da sich bei der „Zentifluidtechnik“ die Reibkräfte im Verhältnis zu den Antriebskräften stark auswirken, wurden die experimentellen Untersuchungen in den Vordergrund gestellt. Dafür wurde eine Entwicklungsplattform aufgebaut, die Einrichtungen zur Fertigung sowie zur experimentellen Untersuchung von Komponenten für die Automobil-, Biomedizin und Mikroverfahrenstechnik bietet. Für die Berechnung und Simulation werden kommerzielle Programme verwendet.

Nach einer eingehenden Untersuchung zum Stand der Technik auf dem Gebiet der Dosiertechnik von Flüssigkeiten wurde auf Grundlage eines mit der Firma /26/ ausgearbeiteten Pflichtenheftes in insgesamt 10 Iterationsschritten eine neuartige Dosierpumpe mit einem elektromagnetisch angetriebenen Stufenkolben entwickelt. Ziel der Entwicklung war es, die gleichen Funktionalitäten der bisher von der Firma /26/ eingesetzten DP40 zu erzielen und zusätzlich die Förderfrequenz von bisher ca. 5 Hz auf über 50 Hz zu steigern, um die Volumenstrompulsation zu reduzieren. Da der gleiche Volumenstrom durch die Neuentwicklung gefördert werden soll, ergibt sich somit ein wesentlich kleineres Fördervolumen pro Hub. In den Varianten 1 und 3 wurden dafür Hübe von 250 μm realisiert.

Um die Neuentwicklungen zu bewerten, wurde u.a. die Geschwindigkeit des Stufenkolbens mit Hilfe eines Laservibrometers gemessen. Abhängig von der elektrischen Ansteuerung der Dosierpumpe kann damit eine Aussage über den Geschwindigkeitsverlauf in Abhängigkeit vom Ansteuersignal und somit eine Aussage über den Hub des Stufenkolbens gemacht werden. Um das Förderverhalten der Dosierpumpe zu ermitteln, wurde ein Komponentenprüfstand entwickelt und aufgebaut, mit dem die Umgebungsbedingungen für die Dosierpumpe im Fahrzeug dargestellt werden können. Neben der Möglichkeit, die Umgebungstemperatur in einem Bereich zwischen -40 °C und 80 °C zu variieren, kann mit dem Komponentenprüfstand der Druck auf der Saug- und Druckseite der Dosierpumpe eingestellt werden. Mit der entsprechenden Messtechnik wird das Verhalten der Komponenten ermittelt.

Neben der konstruktiven Gestaltung der Dosierpumpe und der messtechnischen Untersuchung der einzelnen Varianten wurden die einzelnen Iterationsschritte mit Hilfe von analytischen Ansätzen und Simulationsrechnungen ausgelegt. So wurde u.a. mit einer

FE-Analyse der magnetische Kreis optimiert. Zusätzlich wurde durch Lebensdaueruntersuchungen die Ausfallwahrscheinlichkeit der verwendeten Plattenventile experimentell bestimmt.

Die Untersuchungen an der Neuentwicklung haben ergeben, dass mit der Variante 3 die Funktionalitäten der bisherigen DP40 erreicht werden. Besonders der Volumenstromverlauf bei sich änderndem Förderdruck ist positiv zu bewerten. Dagegen wurde bei sich ändernden Drücken auf der Saugseite kein zufriedenstellendes Ergebnis bei der Volumenstromkonstanz erzielt. Zusätzlich konnte aufgrund des geringen Hubes der Neuentwicklung keine statische Abdichtung in die Dosierpumpe integriert werden.

Besonders die Undichtigkeiten am verwendeten Plattenventil haben eine bessere Bewertung beim Ansaugverhalten verhindert. In einem weiteren Iterationsschritt muss das Verhalten des Einlassventils verbessert werden. Dafür gibt es zwei Möglichkeiten. Zum einen kann das bisherige druckgesteuerte Plattenventil durch ein vorgesteuertes Rückschlagventil ersetzt werden. Damit würde die Möglichkeit bestehen, die Strömungsvorgänge in der Dosierpumpe direkter zu steuern. Zum anderen könnte das Plattenventil mit einer Elastomerdichtung versehen werden, wodurch die Leckage minimiert wird.

Um die geforderten Drücke von 3,5 bar auf der Saugseite zu realisieren, müsste die Dosierpumpe mit einer Druckregelung ausgestattet werden. Damit würde die Möglichkeit bestehen, den zusätzlichen Volumenstrom über einen Bypass in den Saugbereich der Dosierpumpe zurückzuführen. Ebenso muss in einem weiteren Iterationsschritt der Kolbenanschlag auf der Druckseite elastisch ausgeführt werden, z.B. aus PTFE, um eine statische Abdichtung zu gewährleisten.

Ein weiterer Ansatz besteht nach [Sommerfeld 2009] darin, für die Dosierpumpe keinen elektromagnetischen Antrieb zu verwenden, sondern den Stufenkolben mit einem Piezostapeltranslator anzutreiben. Aufgrund des linearen Zusammenhangs zwischen Auslenkung des Piezostapeltranslators und angelegter Spannung kann die Bewegung des Stufenkolbens gesteuert bzw. auch geregelt werden. Somit besteht die Möglichkeit, die Kolbenbewegung über den Kolbenweg konstant zu halten und einen wesentlich konstanteren Volumenstrom zu erzeugen. Zusätzlich bietet die Verwendung eines Piezostapeltranslators als Antrieb die Möglichkeit, eine inerte Dosierpumpe zu entwickeln, da alle flüssigkeitsberührenden Bauteile aus chemisch beständigen Werkstoffen hergestellt werden können.

11. Summary

Presented is the development and analysis of an electro-magnetically operated dosing pump, which is designed for the supply of independent and supporting vehicle heaters. The conveyance principle of the new development is patent-registered with the Deutsche Patent- und Markenamt since Mar 15, 2007 under the publication number DE 10 2005 044 904 A1 and the overall concept has been awarded with the 5th rang in the idea competition Venturesail 2005.

The newly developed dosing pump is positioned in the newly defined field of “centi-fluidics“, where products have power consumption between 1 W and 100 W. In the process of development, micro- and macro-fluidic functions are evaluated under consideration of scale, the stipulated performance parameters and the character of the medium to be pumped. To promote the evolution of the “centi-fluidics“, a development basis, build up by means of the Bundesministerium für Bildung und Forschung and the Ministerium für Bildung, Wissenschaft und Kultur Mecklenburg-Vorpommern has been installed by the chair of gear-/ drive technology. This basis comprises tools for calculation, simulation and fabrication of components and assemblies as well as for qualification for the automotive- and biomedical sciences and micro-process engineering.

A test unit enables users to verify dosing pumps under ambient conditions inside a vehicle. The temperature can be controlled in a range between -40 °C and 80 °C. Together with the corresponding measurement instrumentation the characteristics of a “centi-fluidic“ assembly can be determined. Various prototypes of a dosing pump for gasoline or diesel are developed and tested.

12. Quellen

12.1 Literaturverzeichnis

- [Achenbach 2004] Achenbach, M., Ein mathematisches Modell zur Reibung von Stangendichtungen in hydraulischen Zylindern, Beitrag in Konstruktion, Nr. 4 - 2004, S. 71 - 75, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2004
- [Barten 2007] Barten, S., Sommerfeld, A., Entwicklungsplattform für Fluidtechnikkomponenten, Beitrag in O+P, Ölhydraulik & Pneumatik, Nr. 4 - 2007, S. 194 - 197, Vereinigte Fachverlage, Mainz, 2007
- [Bauer 1996] Bauer, G. (Hrsg.), Ölhydraulik, 6. überarbeitete Auflage, B.G. Teubner Verlag, Stuttgart, 1996
- [Bauer 1999] Bauer, H. (Chefred.), u.a., Kraftfahrttechnisches Taschenbuch / Bosch, 23. aktualisierte und erweiterte Auflage, Vieweg, Braunschweig, Wiesbaden, 1999
- [Bohn 1985] Bohn, T. (Hrsg.), Teil 1. Hubkolbenpumpen und -verdichter, Dreh-Kreiskolbenmaschinen, Schraubenmaschinen, Technischer Verlag Resch, Verlag TÜV Rheinland, Köln, 1985
- [Bözina 2000] Bözina, P. (Hrsg.), Spanende und abtragende Fertigungsverfahren, Grundlagen und Berechnungen, Expert Verlag, Renningen, 2000
- [Claussen 1998] Claussen, U. (Hrsg.), Rodenacker, W., G., Maschinensystematik und Konstruktionsmethodik, Grundlagen und Entwicklung moderner Methoden, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1998
- [Czarske 2005] Czarske, J. (Hrsg.), Laserinterferometrische Sensoren zur Abstands-, Geschwindigkeits- und Temperaturmessung, Expert Verlag, Renningen, 2005
- [Czichos 2000] Czichos, H. (Hrsg.), u.a., Hütte Die Grundlagen der Ingenieurwissenschaften, 31. neubearbeitete und erweiterte Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2000
- [Decken 2005] Decken, M., Berechnung tribologischer Kontakte, Beitrag in Konstruktion, Nr. 10 - 2005, Seite 33 - 35, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2005
- [Düniß 1979] Düniß, W. (Hrsg.), u.a., Fertigungstechnik, Spanen und Abtragen, VEB Verlag Technik, Berlin, 1979
- [Ebertshäuser 1995] Ebertshäuser, H. (Hrsg.), Helduser, S., Fluidtechnik von A bis Z, 2. überarbeitete Auflage, Vereinigte Fachverlage, Mainz, 1995
- [Ehrlenspiel 1995] Ehrlenspiel, K. (Hrsg.), Integrierte Produktentwicklung, Methoden für Prozessorganisation, Produktherstellung und Konstruktion, Carl Hanser Verlag, München, Wien, 1995

- [Esser 1996] Esser, J. (Hrsg.), Adaptive Dämpfung von Pulsation in Hydraulikanlagen, 1. Auflage, Verlag der Augustinus Buchhandlung, Aachen, 1996
- [Fischer 1999] Fischer, K.-F. (Hrsg.), u.a., Taschenbuch der technischen Formeln, 2. verbesserte Auflage, Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag, München, Wien, 1999
- [Förster 2001] Förster, D. (Hrsg.), Müller, W., Laser in der Metallbearbeitung, Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag, Leipzig, 2001
- [Freitag 2002] Freitag, E., Weiß, R., Reibung elastomerer Dichtungswerkstoffe, Beitrag in Konstruktion, Nr. 1/2 - 2002, S. 34, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2002
- [Fritz 2006] Fritz, A., H. (Hrsg.), Schulze, G., Fertigungstechnik, 6. neu bearbeitete Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2006
- [Frühauf 2005] Frühauf, J. (Hrsg.), Werkstoffe der Mikrotechnik, Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag, Leipzig, 2005
- [Furusawa 2006] Furusawa, H., Suzumori, K., u.a., Micro linear pump with built-in electromagnetic actuator realizing big flow volume and small pump volume, Actuator 2006, P 80, S. 760 - 763, 2006
- [Große 1962] Große, L. (Hrsg.), u.a., Arbeitsmappe für Mineralölingenieure, 2. unveränderte Auflage, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1962
- [Groth 1996] Groth, K. (Hrsg.), Hydraulische Kolbenmaschinen, Vieweg, Braunschweig, Wiesbaden, 1996
- [Haas 2006] Haas, W., Vorlesungsskript Grundlehrgang Dichtungstechnik, Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Abteilung Dichtungstechnik, 2006
- [Hiroo 2006] Hiroo, U. (Hrsg.), Micromechanical Photonics, Microtechnology and MEMS, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2006
- [Hirschmann 2004] Hirschmann, K.-H., Vorlesungsskript Methodische Lebensdauerberechnung bei Maschinenelementen, Universität Rostock, Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik, Rostock, 2004
- [Hirschmann 2005] Hirschmann, K.-H., Vorlesungsskript Hydraulik und Pneumatik, Universität Rostock, Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik, Rostock, 2005
- [Ilfrisu 2003] Ilfrisu, T. (Hrsg.), Nano- und Mikrotechnik, Books on Demand, Berlin, 2003
- [Isermann 1999] Isermann, R. (Hrsg.), Mechatronische Systeme, 1. korrigierter Nachdruck - Studienausgabe, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1999

- [Kallenbach 2003] Kallenbach, E. (Hrsg.), u.a., Elektromagnetische Grundlagen, Berechnung, Entwurf und Anwendung, 2. überarbeitete und ergänzte Auflage, B.G. Teubner Verlag, Stuttgart, 2003
- [Kallenbach 2006] Kallenbach, M., u.a., Miniaturisation of magnetic actuators for small powerfull industrial small size application, Actuator 2006, P 3.1, S. 116 - 119, 2006
- [Kiencke 2005] Kiencke, U. (Hrsg.), Eger, R., Messtechnik: Systemtheorie für Elektrotechniker, 6. durchgesehene und korrigierte Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2005
- [Kuchling 1996] Kuchling, H. (Hrsg.), Taschenbuch der Physik, 16. Auflage, Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag, München, Wien, 1996
- [Küst 1997] Küst, T. (Hrsg.), Hydraulik Fluidtechnik, 8. durchgesehene Auflage, Vogel Buchverlag, Würzburg, 1997
- [Küttner 1984] Küttner, K.-H. (Hrsg.), Kolbenmaschinen, 5. Neubearb. u. erw. Auflage, B.G. Teubner Verlag, Stuttgart, 1984
- [Liess 2006] Liess, H.-A. (Hrsg.), Untersuchung von Laser-, Funkenerosions- und Räumverfahren zur Herstellung von zykloidschen Mikroverzahnungen, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 2, Nr. 657, VDI Verlag, Düsseldorf, 2006
- [Meissner 1988] Meissner, M. (Hrsg.), Handbuch Federn: Berechnung und Gestaltung im Maschinen- und Gerätebau, VEB Verlag Technik, Berlin, 1988
- [Michalowsky 2006] Michalowsky, L. (Hrsg.), Weichmagnetische Ferrite, Expert Verlag, Renningen, 2006
- [Müller 1997] Müller, G. (Hrsg.), Groth, C., FEM für Praktiker, Die Methoden der Finiten Elemente mit dem FE-Programm ANSYS, 3. völlig neubearbeitete Auflage, Expert Verlag, Renningen, 1997
- [Müller 2004] Müller, G. (Hrsg.), Möser, M., Taschenbuch der Technischen Akustik, 3. erweiterte und überarbeitete Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2004
- [Murrenhoff 2002] Murrenhoff, H. (Hrsg.), Servohydraulik, 2. überarbeitete Auflage 2002, Shaker Verlag, Aachen, 2002
- [Murrenhoff 2005] Murrenhoff, H. (Hrsg.), Grundlagen der Fluidtechnik Teil 1: Hydraulik, 4. neu überarbeitete Auflage, Shaker Verlag, Aachen, 2005
- [Mutschler 1999] Mutschler, R., Untersuchung zur Konzeption einer elektrohydraulischen Energieversorgung für zukünftige Pkw-Bremssysteme, Dissertation, TU Darmstadt, Fachbereich Maschinenbau, Darmstadt, 1999
- [Nguyen 2004] Nguyen, N.-T. (Hrsg.), Mikrofluidik, Entwurf, Herstellung und Charakterisierung, B. G. Teubner Verlag, Wiesbaden, 2004

- [Paland 2002] Paland, E.-G. (Chefred.), u.a., Technisches Taschenbuch, 7. veränderter Nachdruck, INA-Schaeffler KG, Herzogenaurach, 2002
- [Pat 1981] Patent Anmeldenummer: DE 31 09 090 A1, Anmelder: De Dionigi, M., Olgiate, O., Anmeldedatum: 10. März 1981, Veröffentlichungsdatum: 14. Januar 1982
- [Pat 1993] Patent Anmeldenummer: DE 43 28 621 C2, Anmelder: Thomas Magnete GmbH, Anmeldedatum: 26. August 1993, Veröffentlichungsdatum: 28. November 2002
- [Pat 2002] Patent Anmeldenummer: DE 102 27 659 B4, Anmelder: Webasto AG, Anmeldedatum: 20. Mai 2002, Veröffentlichungsdatum: 23. Dezember 2003
- [Rodenacker 1991] Rodenacker, W., G. (Hrsg.), Methodisches Konstruieren, 4. überarbeitete Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1991
- [Ross 1992] Ross, B. (Hrsg.), Metallic Materials, Specification Handbook, Chapranan & Hall, London, 1992
- [Schlemmer 2007] Schlemmer, K., Auslegungsmethodik zur Druckentlastung von Ventilkörpern, Beitrag in O+P, Ölhydraulik & Pneumatik, Nr. 1/2 - 2007, S. 10 - 17, Vereinigte Fachverlage, Mainz, 2007
- [Schneider 2006] Schneider, F., Hohlfeld, D., Wallrabe, U., Miniaturized electromagnetic ferrofluid actuator, Actuator 2006, B 1.5, S. 289 - 292, 2006
- [Schrüfer 1990] Schrüfer, E. (Hrsg.), Elektrische Messtechnik: Messung elektrischer und nichtelektrischer Größen, 4. durchgesehene Auflage, Carl Hanser Verlag München, Wien 1990
- [Sommerfeld 2009] Sommerfeld, A., Miniaturisierte Kolbenpumpen mit magnetischen und piezoelektrischen Antrieb, Dissertation, Universität Rostock, Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik, Rostock, 2009
- [Treusch 1998] Treusch, H.-G. (Hrsg.), u.a., Abtragen, Bohren und Trennen mit Festkörperlaser, VDI-Technologiezentrum Physikalische Technologie, Düsseldorf, 1998
- [US-Pat 1929] US-Patent Anmeldenummer: US 1 822 242, Anmelder Schongut, G., Anmeldedatum: 26. Juli 1929, Veröffentlichungsdatum: 08. September 1931
- [Wagner 1993] Wagner, H., T. (Hrsg.), u.a., Strömungs- und Kolbenmaschinen, 4. überarbeitete Auflage, Vieweg, Braunschweig, Wiesbaden, 1993
- [Wego 2001] Wego, A., Pagel, L., A self-filling micropump based on PCB technology, Sensors and Actuators, A88, S. 220 - 226, 2001
- [Zoebl 1996] Zoebl, H. (Hrsg.), Filtrationstechnik, Expert Verlag, Renningen, 1996

12.2 Firmen

- /1/ ALTHEN GmbH Mess- und Sensortechnik
<http://www.althen.de>
- /2/ ANSYS, Inc.
<http://www.ansys.com>
- /3/ Binder GmbH
<http://www.binder-world.com>
- /4/ Blum-Novotest GmbH Fertigungsmesstechnik
<http://www.blum-novotest.de>
- /5/ CHAUVIN ARNOUX Group
<http://www.chauvin-arnoux.de/>
- /6/ Deutsches Kupferinstitut e.V.
<http://www.kupfer-institut.de>
- /7/ Disynet GmbH
<http://www.sensors.de>
- /8/ FLIR Systems GmbH
<http://www.flir.de>
- /9/ Gutekunst + Co.
<http://www.federnshop.com>
- /10/ KNF Neuberger GmbH
<http://www.knf.de>
- /11/ Kugler GmbH
<http://www.kugler-precision.com>
- /12/ m&h INPROCESS Messtechnik GmbH
<http://www.mh-inprocess.com>
- /13/ The MathWorks, Inc.
<http://www.mathworks.de>
- /14/ MICRO-EPSILON MESSTECHNIK GmbH & Co. KG
<http://www.micro-epsilon.de>
- /15/ HNP Mikrosysteme GmbH
<http://www.hnp-mikrosysteme.de>
- /16/ National Instruments Corporation
<http://www.ni.com>
- /17/ OPM Optische Präzisionsmesstechnik GmbH
<http://www.opm-messtechnik.de>
- /18/ Parker Hannifin GmbH
<http://www.parker.com>
- /19/ Polytec GmbH
<http://www.ploytec.de>
- /20/ Precise Präzisionsspindel GmbH
<http://www.precise.de>
- /21/ Prettl Gruppe
<http://www.prettl.com>

12. Quellen

- /22/ Siemens AG
<http://www.siemens.de>
- /23/ THOMAS MAGNETE GmbH
<http://www.thomas-magnete.com>
- /24/ TRUMPF Laser Marking Systems AG
<http://www.lasermarking.trumpf.com>
- /25/ Waeco International GmbH
<https://www.waeco.com>
- /26/ Webasto AG
<http://www.webasto.de>
- /27/ Zeiss AG
<http://www.zeiss3d.de>

13. Abbildungs- und Tabellenverzeichnis

13.1 Abbildungen

Seite	Titel	Quelle
5	Abbildung 2.1: Einordnung der „Zentifluidtechnik“	eigene Darstellung
6	Abbildung 2.2: Vergleich Hubkolbenverdränger	eigene Darstellung
7	Abbildung 2.3: Hubkolbenverdränger DP40	/26/
8	Abbildung 2.4: Membrandosierpumpe FEM 1.08-RC	/10/
9	Abbildung 2.5: Mikrozahnringpumpe mzm2905	/15/
9	Abbildung 2.6: Schraubenspindelpumpe	eigene Darstellung
10	Abbildung 2.7: Förderprinzip Zahnringpumpe mzm 2905	/15/
10	Abbildung 2.8: Ventilvarianten der „Zentifluidtechnik“	eigene Darstellung
11	Abbildung 2.9 a: TT C	/26/
11	Abbildung 2.9 b: TT V	/26/
12	Abbildung 2.10: Schnittdarstellung Standheizung TT V	/26/
15	Abbildung 3.1: Randbedingungen Dosierpumpe	eigene Darstellung
23	Abbildung 4.1: Einfach wirkende Kolbenpumpe	eigene Darstellung
24	Abbildung 4.2: Volumenstromverlauf einer einfach wirkenden Kolbenpumpe	eigene Darstellung
25	Abbildung 4.3: Doppelt wirkende Kolbenpumpe	eigene Darstellung
25	Abbildung 4.4: Volumenstromverlauf einer doppelt wirkenden Kolbenpumpe	eigene Darstellung
29	Abbildung 5.1: Schematische Darstellung Variante 3	eigene Darstellung
31	Abbildung 5.2: Indikatordiagramm Kolbenverdichter	nach [Küttner 1984]
32	Abbildung 5.3: Hydraulisches Ersatzschaltbild Variante 3	eigene Darstellung
33	Abbildung 5.4: Plattenventil	eigene Darstellung
34	Abbildung 5.5: CAD-Modell Stufenkolben und Flüssigkeitsvolumen	eigene Darstellung
35	Abbildung 5.6: Geschwindigkeitsverlauf im Stufenkolben Variante 3	eigene Darstellung
36	Abbildung 5.7: Druckverlauf im Stufenkolben Variante 3	eigene Darstellung
36	Abbildung 5.8: Volumenstrom-Druck-Verhalten im Stufenkolben	eigene Darstellung
37	Abbildung 5.9: Dichtspalt	nach [Haas 2006]
39	Abbildung 5.10: Kinematische Viskosität	eigene Darstellung
40	Abbildung 5.11: Elektrisches Ersatzschaltbild	eigene Darstellung
41	Abbildung 5.12: Magnetisches Ersatzschaltbild	eigene Darstellung
42	Abbildung 5.13: FEM-Modell Variante 3	eigene Darstellung
43	Abbildung 5.14: B/H-Kurve weichmagnetischer Werkstoffe	eigene Darstellung
44	Abbildung 5.15: Magnetische Feldstärke H Variante 3	eigene Darstellung
45	Abbildung 5.16: Magnetische Flussdichte B Variante 3	eigene Darstellung
46	Abbildung 5.17: Messaufbau Magnetkraft	eigene Darstellung
47	Abbildung 5.18: Simulierte und gemessene Magnetkraft	eigene Darstellung
48	Abbildung 5.19: Analytisch berechnete Federkraft	eigene Darstellung
49	Abbildung 5.20: FEM-Modell Plattenventil	eigene Darstellung
50	Abbildung 5.21: Verschiebung Plattenventil	eigene Darstellung
50	Abbildung 5.22: Spannungen Plattenventil	eigene Darstellung

51	Abbildung 5.23: Ergebnisse Untersuchungen Plattenventil	eigene Darstellung
53	Abbildung 5.24: Kräftegleichgewicht Variante 3	eigene Darstellung
56	Abbildung 6.1: Mikrobearbeitungszentrum MICROGANTRY® /11/	
58	Abbildung 6.2: Durch Mikrolaserstrahlschneiden hergestelltes Filterelement	eigene Darstellung
60	Abbildung 6.3: Farbkodierte Darstellung Mikrolaserstrahlschneiden	eigene Darstellung
61	Abbildung 6.4: Laserbearbeitetes Einlassventil	eigene Darstellung
62	Abbildung 6.5: Ultraschallgleitspanen	eigene Darstellung
63	Abbildung 7.1: Schnittdarstellung DP40 der Firma /23/	eigene Darstellung
65	Abbildung 7.2: Förderphasen DP40	eigene Darstellung
67	Abbildung 7.3: Schnittdarstellung Variante 1	eigene Darstellung
69	Abbildung 7.4: Förderphasen Variante 1	eigene Darstellung
71	Abbildung 7.5: Schnittdarstellung Variante 2	eigene Darstellung
74	Abbildung 7.6: Schnittdarstellung Variante 3	eigene Darstellung
76	Abbildung 7.7: Dosierpumpensteuergerät	eigene Darstellung
78	Abbildung 8.1: Messprinzip der LDV	eigene Darstellung
80	Abbildung 8.2: Komponentenprüfstand	eigene Darstellung
85	Abbildung 9.1: Hubverlauf Variante 1	eigene Darstellung
87	Abbildung 9.2: Druckverlauf gegen verschlossene Leitung Variante 1	eigene Darstellung
88	Abbildung 9.3: Volumenstrom-Druck-Verlauf Variante 1 Medienvariation	eigene Darstellung
89	Abbildung 9.4: Volumenstrom-Druck-Verlauf Variante 1 Temperaturvariation	eigene Darstellung
90	Abbildung 9.5: Ansaugverhalten Variante 1	eigene Darstellung
92	Abbildung 9.6: Hubverlauf Variante 3	eigene Darstellung
93	Abbildung 9.7: Druckverlauf gegen verschlossene Leitung Variante 3	eigene Darstellung
94	Abbildung 9.8: Volumenstrom-Druck-Verlauf Variante 3 Medienvariation	eigene Darstellung
94	Abbildung 9.9: Volumenstrom-Druck-Verlauf Variante 3 Temperaturvariation	eigene Darstellung
95	Abbildung 9.10: Ansaugverhalten Variante 3	eigene Darstellung
96	Abbildung 9.11: Wöhlerdiagramm CuBe2	/6/
97	Abbildung 9.12: Lebensdaueruntersuchung Plattenventil	eigene Darstellung
99	Abbildung 9.13: Hubverlauf DP40	eigene Darstellung
100	Abbildung 9.14: Druckverlauf gegen verschlossene Leitung DP40	eigene Darstellung
100	Abbildung 9.15: Dynamisches Verhalten DP40	eigene Darstellung
101	Abbildung 9.16: Volumenstrom-Druck-Verlauf DP40 Medienvariation	eigene Darstellung
101	Abbildung 9.17: Volumenstrom-Druck-Verlauf DP40 Temperaturvariation	eigene Darstellung
102	Abbildung 9.18: Ansaugverhalten DP40	eigene Darstellung

13.2 Tabellen

20	Tabelle 4.1: Übersicht Pumpenvarianten	eigene Darstellung
22	Tabelle 4.2: Entscheidungsmatrix	eigene Darstellung
66	Tabelle 7.1: Geometrische und technische Kennwerte der DP40	eigene Darstellung
70	Tabelle 7.2: Geometrische und technische Kennwerte der Variante 1	eigene Darstellung
73	Tabelle 7.3: Geometrische und technische Kennwerte der Variante 2	eigene Darstellung
75	Tabelle 7.4: Geometrische und technische Kennwerte der Variante 3	eigene Darstellung
82	Tabelle 8.1: Verwendete Messsensoren	eigene Darstellung
90	Tabelle 9.1: Mittlere elektrische Leistungsaufnahme Variante 1	eigene Darstellung
96	Tabelle 9.2: Mittlere elektrische Leistungsaufnahme Variante 3	eigene Darstellung
102	Tabelle 9.3: Mittlere elektrische Leistungsaufnahme DP40	eigene Darstellung

Hiermit versichere ich, dass ich die vorgelegte Arbeit mit dem Titel „Entwicklung einer elektromagnetisch angetriebenen Dosierpumpe der „Zentifluidtechnik““ selbstständig und ohne fremde Hilfe verfasst, andere als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt und die den Werken wörtlich oder inhaltlich entnommenen Stellen als solche gekennzeichnet habe.

Lübeck, 17.01.2010

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Stefan Barten'. The signature is fluid and cursive, with the first name 'Stefan' and the last name 'Barten' clearly distinguishable.

Stefan Barten